

PROYECTO 1719
VELERO DE COMPETICIÓN IMOCA OPEN 60

Autor:

JOSE MANUEL BALLESTER VIÉITEZ

Tutor:

José M^a Riola

Universidad Politécnica de Madrid

ETSI Navales

Fecha de presentación: 20 de julio de 2012



ÍNDICE

1.- ESPECIFICACIÓN DE PROYECTO

2.- ANÁLISIS DE LA MISIÓN Y FILOSOFÍA DEL PROYECTO

3.- PROBLEMAS PRINCIPALES

4.- METODOLOGÍA DEL PROYECTO

4.1.- CREACIÓN DE LAS FORMAS DEL CASCO

4.2.- ANÁLISIS DE LAS CARENAS

4.3.- ANÁLISIS DE LOS APÉNDICES

4.4.- PROPULSIÓN A VELA

4.5.- MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y ESCANTILLONADO DE LA ESTRUCTURA

4.6.- PROPULSIÓN A MOTOR

4.7.- INSTALACIÓN ELÉCTRICA

4.8.- ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO EN LA MAR

4.9.- DISPOSICIÓN GENERAL

ESPECIFICACIÓN DE PROYECTO

ALUMNO: JOSE MANUEL BALLESTER VIÉITEZ

TIPO DE BUQUE: velero de competición IMOCA OPEN 60

CONSTRUCCIÓN: materiales compuestos

ESLORA: LOA mayor de 59' (17.938 m) y menor de 60' (18.288)

CALADO: máximo de 4.5 m

CLASIFICACIÓN Y COTA: 2007 IMOCA Open60 Rule. ABS guide for building and classing offshore yachts. ISAF Offshore Special Regulations, category 0

VELOCIDAD A MOTOR: 8 nudos al 90% MCR

SISTEMA DE PROPULSIÓN: motor diesel de potencia 37 CV. Hélice de 3 palas

OTROS REQUERIMIENTOS: sólo competición, estudio del comportamiento en la mar en condiciones oceánicas. Insumergibilidad. Sistema de orza pivotante. Vela spinnaker asimétrica para vientos portantes

ANÁLISIS DE LA MISIÓN Y FILOSOFÍA DE PROYECTO

La misión principal de todo velero de competición es ganar las regatas en las que participe. Como en cualquier deporte, el factor humano desempeña un papel muy importante, pero en este tipo de competición, al igual que sucede en el mundo del motor, la tecnología es fundamental para desarrollar un proyecto ganador.

La Clase IMOCA se desarrolló para crear un circuito de regatas con una filosofía muy clara: las regatas han de ser oceánicas- transatlánticas y circunnavegaciones-, han de disputarse en solitario o en parejas, y los barcos han de ser rápidos y extremos. Tras varios años de andadura se desarrolló un tipo de barco con el que competir, los OPEN 60, monocascos de 60 pies de eslora (unos 18 metros) con un solo palo y orza pivotante, que están alcanzando fácilmente medias de 20 nudos de velocidad. Este proyecto consiste en el desarrollo de un barco de esta Clase.

En las regatas con barcos diferentes entre sí es necesario establecer una serie de condiciones para asegurar la equidad de la competición. En las regatas costeras suele emplearse un sistema de compensación de tiempos, pero en otras competiciones –y cada vez es más frecuente- se decide optar por una *box rule*, como es el caso de este proyecto, de la America's Cup, la Volvo Ocean Race o los barcos TP52, en las que se compite en tiempo real. De esta forma se fijan unos máximos y mínimos en los que han de encajar los barcos para poder participar, gozando los diseñadores de mucha libertad para desarrollar nuevos modelos y hacer que cada generación de barcos sea superior a la anterior, haciendo evolucionar con ellos tanto la tecnología como el deporte mismo, pues los récords se van superando año a año. También es verdad que estas *box rules* propician una evolución muy lenta, donde apenas tienen cabida nuevas ideas radicales, pero de esta forma se retarda la obsolescencia de los barcos construidos, que cuestan mucho dinero, y que de esta forma se pueden amortizar durante varios años.

Las limitaciones principales de la Clase OPEN 60 se refieren a la eslora y al calado total, la altura del palo y una serie de condiciones mínimas de estabilidad y seguridad. En ningún momento se hace mención a la superficie vélica, al desplazamiento ni capacidad de lastre. Sólo se permite un palo y están permitidas las orzas pivotantes. Estos sistemas, que también se permiten en otras Clases como la Volvo Ocean aumentan significativamente la potencia de un velero ya que incrementan considerablemente su momento adrizante, lo que le permite portar más vela y, por tanto, alcanzar mayores velocidades y durante más tiempo.

Un aspecto clave de esta Clase es su resistencia, pues los barcos se construyen para una campaña de cuatro años que suele incluir dos circunnavegaciones sin escalas. Las condiciones en una vuelta al mundo son muy duras, ya que se recorren unas 30000 millas por el Atlántico Norte y Sur, el Índico y el Pacífico, pasando por el mítico Cabo de Hornos, y todo ello sin escalas ni ayuda del exterior. La vuelta al mundo a vela es una aventura peligrosa, y más si se trata de una competición extrema donde tanto

patrones como barcos navegan durante unos 100 días en condiciones límite, por lo que la integridad del barco es fundamental, no ya para conseguir la victoria, sino para la propia supervivencia.

Un proyecto real de este tipo de barcos implica a distintos estudios multidisciplinares de ingeniería: arquitectura naval, cálculo de estructuras, resistencia de materiales, canales de experiencias hidrodinámicas, túneles de viento, meteorología oceánica global... lo que resultan en miles de horas de ingeniería y varios millones de euros de presupuesto.

Por tratarse de un proyecto académico los recursos están muy limitados, pero se ha procurado seguir la espiral de diseño lógica en este tipo de proyectos. Como particularidades de este proyecto –por tratarse de un velero de competición oceánica– los aspectos principales que se han estudiado, y las herramientas informáticas empleadas para ello son:

- la hidrodinámica, desarrollando y comparando más de diez carenas intentando minimizar la resistencia al avance. Se empleó el programa Maxsurf para la generación de las formas de las carenas, y el módulo Hullspeed para evaluar la resistencia y la formación de olas.

- estudio de la hidrostática, estabilidad, momento adrizante y condición de insumergibilidad y reparto de volúmenes de flotabilidad, calculadas con el módulo Hydromax de Maxsurf.

- estudio de los perfiles, con el programa Xfoil se analizaron distintos tipos de perfiles NACA para timones, orza y derivas, apéndices necesarios en este proyecto por contar con una orza pivotante.

- estudio de la orza pivotante, especialmente de la estructura que la sustenta e integra sus tensiones y momentos en el casco, y de su mecanismo de acción.

- estudio de las velas, mediante el módulo Span de Maxsurf, VPP con el que se compararon diferentes combinaciones de mayor, génova y spinnaker.

- estudio del comportamiento en la mar, con el módulo Seakeeper de Maxsurf, en el que se estudió el comportamiento del barco diseñado para las condiciones de ola esperadas en el Índico y Pacífico Sur, por ser las más duras de una vuelta al mundo.

- escantillado y cálculo de estructura, siguiendo la guía ABS para veleros oceánicos, procurando que el peso de la estructura sea el menor posible, por lo que se utilizarán los materiales más ligeros: la fibra de carbono.

- disposición general y estudio de cubierta y maniobra, desarrollados con el programa de CAD Rhinoceros.

- el coste no es un factor decisivo en un proyecto de un barco de regatas, por lo que se podrán emplear los mejores materiales con el objetivo de conseguir un barco lo más eficiente posible.

PROBLEMAS PRINCIPALES

El principal problema al enfrentarse con un proyecto de este tipo, a parte de la falta de herramientas informáticas y experiencia laboral, es la escasa información disponible de otros proyectos anteriores, punto de partida de todo proyecto de ingeniería naval, ya que esta información suele ser confidencial. Así pues, pocos datos se pudieron reunir en la base de datos, siendo los únicos útiles la manga total y el desplazamiento, pues todos los barcos tienen la eslora total y calado total máximos permitidos por la norma, lógicamente. Sólo se encontró información sobre los pesos del bulbo y tanques de lastre de tres barcos, y se desconocen por completo las dimensiones en la flotación y el calado de la carena.

Para el desarrollo de las formas no se pudo contar con ningún modelo diseñado previamente, por lo que hubo que dibujar las formas partiendo desde cero. Generalmente, en un estudio de ingeniería naval siempre se parte de barcos anteriores similares.

La principal fuente bibliográfica consultada fue el libro “*Principles of Yacht Design*” de L. Larsson, R.E. Eliasson, que si bien es una de las guías más completas sobre el diseño de veleros que se publican en la actualidad, está destinado a embarcaciones de crucero, no de regata extrema, como es el caso. Lo mismo sucede con otra de las principales fuentes bibliográficas, el Curso de Tecnología y Diseño de Yates (edición 2011) impartido por el COIN.

El principal software empleado para el desarrollo de este proyecto fue el programa Maxsurf, con varios de sus módulos. Este programa está especialmente desarrollado para los cálculos de ingeniería naval, y ofrece un amplio rango de aplicaciones, aunque los módulos más logrados son el Maxsurf Pro, para el diseño de las carenas, y el Hydromax, para los cálculos hidrostáticos. El resto, Seakeeper y Span (en especial este último) no disponen de la calidad suficiente para su uso en un proyecto profesional. Si bien bastaron para este proyecto, se considera que los resultados ofrecidos y la cantidad de *inputs* aceptados es bastante limitada.

METODOLOGÍA DEL PROYECTO

Para el desarrollo de este proyecto se siguió la conocida espiral de diseño observando cómo resulta imprescindible realizar varias vueltas, pues cada etapa se alimenta y modifica a su vez tanto la etapa anterior como la siguiente, ya que en un buque todos los aspectos están interrelacionados.

El punto de partida fue el análisis de las reglas de Clase y las limitaciones geométricas y las relativas a la estabilidad que debe cumplir el barco, con especial hincapié en la insumergibilidad del mismo. Este documento, junto con la base de datos recopilada, ofreció unas líneas básicas con las que empezar a desarrollar la carena. También se estudió la información disponible en las distintas webs relacionadas con este tipo de barcos y regatas (equipos, organizadores de regatas, estudios de diseño, prensa especializada...), para comprender mejor la naturaleza de los mismos.

Lo primero que se fijó fueron las dimensiones principales del casco. De las normas de Clase se maximizaron la eslora total y el calado total, quedando fijados en 18.288 y 4.5 metros respectivamente. De la base de datos se obtuvo un desplazamiento medio y con él se hizo una regresión con la manga, ya que estas son las dos únicas variables disponibles en la base de datos. Se decidió emplear estas magnitudes medias obtenidas de la base de datos como punto de partida, ya que en la elección de la manga y el desplazamiento entran en juego diversas consideraciones:

De forma intuitiva, uno piensa que cuanto menores sean manga y desplazamiento mayor será la velocidad, pero también hay que tener en cuenta que una gran manga facilita las planeadas y produce un mayor momento adrizante gracias al agua de lastre situada en la manga máxima. Un mayor desplazamiento también beneficia al momento adrizante, sobre todo si implica un mayor peso del bulbo de la orza.

Por el tipo de navegación de estos barcos, alrededor del mundo, con vientos fuertes y la mayor parte del tiempo incidiendo por la popa, muchos regatistas y diseñadores prefieren buscar mayor potencia, lo que se consigue con una mayor manga y desplazamiento, mientras otros prefieren buscar soluciones más ligeras e hidrodinámicamente más eficientes. Otra consideración al respecto es dónde se pretende sacar el máximo partido al barco y tratar de aventajar a los rivales, si cabalgando las olas con los fuertes vientos de popa por los mares del Sur, o bien en las zonas más tranquilas, con vientos suaves, incluso escasos en el Ecuador (donde, además, se suele navegar más bien de través o incluso de ceñida). Ninguna de las dos filosofías expuestas presenta una ventaja clara sobre la otra. Lo que sí queda claro es que en una vuelta al mundo, la mayor parte del tiempo se navega en empopadas y en condición de planeo.

En los proyectos reales suelen ser los navegantes los que se inclinan por una u otra tendencia, ya que estos barcos son muy personales y se diseñan para un patrón en particular. Al no contar con ninguna carena base se decidió tomar la solución de compromiso de empezar por el punto medio de toda la base de datos, quedando las dimensiones iniciales fijadas en:

$$L_{OA} = 18.288 \text{ m}$$

$$B_{max} = 5.74 \text{ m}$$

$$\Delta = 8456 \text{ kg}$$

Lo que no es mucho decir, ya que no se dispone de ninguna dimensión en la flotación, ni coeficientes de bloque ni prismático.

CREACIÓN DE LAS FORMAS DEL CASCO

Partiendo de las dimensiones anteriores se fueron dibujando diferentes carenas en Maxsurf, que paralelamente se iban evaluando con Hullspeed, para comparar su resistencia al avance, principalmente mediante el análisis del patrón de olas que generan. Se tuvieron en cuenta las siguientes directrices generales, algunas de ellas contradictorias entre sí:

- maximizar la eslora en flotación y minimizar la manga en flotación para una mayor eficiencia hidrodinámica
- maximizar la manga en flotación para obtener un mayor momento adrizante, tanto por formas como por disposición del agua de lastre
- coeficiente prismático C_p elevado, pero no demasiado. Este coeficiente debe ser alto para favorecer la condición de planeo típica de estos barcos, pero no demasiado para no perjudicar la situación de ceñida (el espejo de popa ha de ser mojado en popa pero no en ceñida). Para intentar elevar el C_p , o bien se reduce la eslora en flotación, o bien se aumenta el desplazamiento (o ambas a la vez), lo que no interesa desde el punto de vista hidrodinámico
- la posición longitudinal del centro de carena LCB ha de situarse lo más a popa posible, en consonancia con el punto anterior, para obtener una popa con mucho volumen (a la vez que plana), para sustentar el barco dinámicamente al planear
- la entrada de las líneas de agua ha de ser fina y la transición con la manga máxima lo más suave posible, sin puntos de inflexión y con una curvatura muy moderada, lo cual supone una complicación ya que estos barcos tienen bastante manga en relación a su eslora
- minimizar la superficie mojada (sin perjudicar las consideraciones anteriores) para minimizar la resistencia de fricción

- dotar a la zona de proa de cierto volumen para absorber los movimientos de cabeceo y favorecer la emersión de la proa tras cada embarque de agua, ya que estos barcos navegan cortando las olas, que cubren la cubierta de proa de forma regular

- siguiendo las tendencias actuales en el diseño de este tipo de barcos oceánicos, se dispuso un codillo a lo largo de prácticamente toda la eslora, una roda vertical y una popa plana y con la manga máxima. El codillo y la popa plana favorecen la condición de planeo al separar el flujo de agua del costado y del espejo de popa y alargar la eslora efectiva del barco, y reducen la superficie total del casco y, con ella, el peso de la estructura y la superficie mojada. Sin embargo, el codillo resulta perjudicial en ceñida.

Con todas estas consideraciones en mente y con el análisis de cada nueva carena con el programa Hullspeed se fueron dibujando los diferentes cascos, en un proceso iterativo.

ANÁLISIS DE LAS CARENAS

El programa Hullspeed permite obtener la deformación de la superficie libre de un casco para cada velocidad que se elija, así como la resistencia residual calculada mediante el algoritmo de las series Delft. De este modo se compararon las distintas carenas dibujadas en Maxsurf, evolucionando cada una en función de los datos obtenidos de la resistencia al avance. Para cuantificar dicha resistencia se empleó una magnitud que carece de significado físico, que es la integral de las alturas de las olas generadas por cada carena, pero que ofrece una buena forma de comparar las distintas carenas, ya que el tamaño de las olas generadas depende de la energía disipada por cada casco, energía que no es más que una pérdida de la energía de avance.

Con esta herramienta se obtuvieron unas curvas de resistencia en función de la velocidad, expresada mediante el número de Froude, con las que poder comparar la eficiencia de cada carena. Se prestó mayor atención a la zona de las altas velocidades. Finalmente se escogió una carena que poco tenía que ver con la inicial, buscando un punto intermedio entre la resistencia al avance y el momento adrizante; y se comprobó que se cumplían todos los requisitos relativos a la estabilidad, inundabilidad e insumergibilidad exigidos por las reglas de Clase.

Las dimensiones principales de la carena son:

desplazamiento	kg	7453,3	Cm		0,728
calado	m	0,2662	Cwp		0,683
Lwl	m	17,8799	LCB desde proa	%L _{wl}	-58,49
Bwl	m	3,8989	LCF desde proa	%L _{wl}	-61,755
superficie mojada	m ²	48,679438	M adrizante	kg·mm	760501,9
sección máxima	m ²	0,6753741	L/B		4,585883
área de flotación	m ²	47,63502	B/T		14,64651
Cp		0,602	L/Vol^{1/3}		9,229038
Cb		0,392	Awp/Vol^{2/3}		12,69139

ANÁLISIS DE LOS APÉNDICES

Para el estudio de los apéndices se empleó el programa libre Xfoil que proporciona los coeficientes de arrastre y sustentación de perfiles NACA en función del ángulo de ataque. Es un software de 2D (sólo analiza la sección del perfil, no su envergadura) pero es el que se utiliza en la mayoría de estudios de ingeniería naval.

Este barco cuenta con tres apéndices distintos, los timones, la orza y las derivas. Los timones se seleccionaron tratando de minimizar el coeficiente de arrastre y maximizar el ángulo de entrada en pérdida, pues por el tipo de navegación de estos barcos, en empopada, necesitan mantener la sustentación a grandes ángulos, ya que así lo exige el navegar surfeando las olas de popa.

La orza se dimensionó teniendo en cuenta la resistencia estructural necesaria para soportar el peso del bulbo más su propio peso. El peso del bulbo se estimó como la media de los tres únicos valores encontrados en la base de datos, y el peso de la orza se sobredimensionó en esta etapa del proyecto, determinando su peso final a la hora de calcular el centro de gravedad y el desplazamiento total final del barco –con todos los demás pesos necesarios ya conocidos- como la diferencia hasta llegar al desplazamiento deseado. Desde el punto de vista del perfil, se buscó la sección con menor arrastre que garantizara la estructura, ya que al tratarse de una orza pivotante no va a desempeñar la función de plano antideriva del barco, por lo que no necesita proporcionar sustentación.

Las orzas de deriva (o *daggerboards*) son los apéndices encargados de desarrollar esta función. Puede instalarse uno central o bien dos retráctiles e inclinados en los costados, de modo que sólo el de sotavento esté en el agua y en una posición más o menos vertical cuando el barco navegue escorado. Por tanto se buscó maximizar el coeficiente de sustentación y minimizar el de arrastre. Debido a su posición en cada costado, pueden emplearse perfiles asimétricos, que generan sustentación incluso con un ángulo de ataque nulo.

Al no disponerse de información relativa al tamaño y área de los apéndices se tuvo que recurrir a la bibliografía de veleros de crucero y reducir los valores propuestos (que se dan en función de la superficie vélica del barco).

Los perfiles seleccionados son:

<i>Orza</i>	<i>Timones</i>	<i>Derivas</i>
NACA 63-021	NACA 0016	NACA 63-810

La posición de los apéndices viene determinada por la posición de las velas, ya que entre el centro de aplicación de la fuerza del viento sobre ellas (centro de esfuerzos, o centro vélico total) y la posición del centro de esfuerzos hidrodinámicos en los apéndices (centro de resistencia lateral) debe guardarse una distancia, denominada lead, para que en navegación con ceñida no se produzca un momento de giro que haga al barco dar guiñadas y sea más fácil de gobernar. Las magnitudes recomendadas para el

lead vuelven a ser para veleros de crucero. La posición de los timones estaba determinada por estar emplazados en la popa, ya que se decidió que fueran retráctiles, por lo que se buscó la posición de las derivas para obtener el lead requerido.

El sistema de la orza pivotante se calculó teniendo en cuenta la disposición geométrica de la misma y determinando el momento que es necesario producir en su parte superior para desplazarla 37° de su posición de equilibrio. Con estos cálculos se determinó una bomba necesaria de 4.3 kW. La estructura del mecanismo y su integración en el casco se estudiaron en base a los sistemas construidos hasta la fecha por una de las empresas líderes del sector, Cariboni.

PROPULSIÓN A VELA

Las velas son la razón de ser de un barco velero y su método de propulsión. Las reglas de Clase no establecen ningún máximo en cuanto a la superficie vélica permitida, si bien limitan la altura del palo a 29 metros. Parece lógico pensar que cuanto más vela se lleve izada mayor será la velocidad, pero dado que estos barcos se enfrentan a condiciones bastante duras durante una vuelta al mundo, un exceso de vela resulta improductivo, pues tendría que ir rizada la mayor parte del tiempo, y sería muy difícil de manejar por una persona sola.

De la base de datos se observa que la mayoría de los barcos optan por unos 300 m^2 de superficie vélica en ceñida estándar (mayor más génova) y entre 570 y 670 m^2 en portantes. El número total de velas está limitado a 10.

Para el estudio de las velas se empleó el módulo Span de Maxsurf, que es un VPP que toma la geometría de la carena y, en función de las velas en estudio, proporciona la velocidad para cada rumbo e intensidad del viento en los conocidos diagramas polares. En este tipo de estudios una magnitud muy importante es la VMG (*velocity made good*), que mide la velocidad con la que se avanza hacia el objetivo, que no tiene nada que ver con la velocidad en el sentido de avance del barco, ya que rara vez se navega proa al objetivo (en ceñida porque es imposible, y en empopada porque no es la situación en la que se alcance la mayor velocidad).

Como ya se dijo, el programa Span es muy limitado y sus resultados bastante cuestionables (de hecho no se utiliza a nivel profesional), ya que son pocos los datos de entrada que se pueden introducir y muy limitada la forma de las velas que se pueden estudiar.

Se analizaron diferentes combinaciones de vela mayor y génova que sumaran aproximadamente unos 300 m^2 . Se observó que el programa favorece claramente que la mayor sea mucho más grande que la vela de proa, sin embargo la tendencia en la mayoría de barcos reales es la contraria, ya que se intenta tener un plano vélico bien

equilibrado y distribuido, con el palo más centrado. Se escogió la combinación que proporcionaba mayor VMG. Una vez escogidas ambas velas se ensayaron diferentes spinnakers para la mayor seleccionada. Este programa no permite el ensayo de spinnakers asimétricos amurados al bauprés, por lo que se tuvo que simular un spi convencional con un tangón hasta el extremo del botalón y a la altura de la cubierta.

Las dimensiones finales de las velas son:

P (m)	28	SPL	8,829
E (m)	8	SL	26
MGU (m)	6,5	SMW	13,38
MGM (m)	7,6		
BAS (m)	1	Área Mayor (m²)	181,3
I (m)	26,1	Área Génova (m²)	118,22
J (m)	7	Área Spi	400,062
LP (m)	8,75	Área total ceñida (m²)	299,52
HBI (m)	1,316	Área total portantes (m²)	581,36

Véase la Figura 5.1 del Cuaderno 5 de este proyecto para una descripción de las magnitudes citadas en la tabla anterior.

Como ya se dijo, las dimensiones de las velas y su posición determinan la posición de los apéndices.

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y ESCANTILLONADO DE LA ESTRUCTURA

Las normas de Clase no establecen ningún límite a los materiales de construcción del casco, velas, palo o jarcia, tan sólo limita las densidades máximas de los materiales que se pueden utilizar para la construcción de la orza y del bulbo. Por tanto, se realizará toda la estructura (casco y palo) en fibra de carbono con resina epoxi, ya que es el material compuesto más ligero y con mayor resistencia, y es el empleado por todos los barcos de regata en la actualidad.

Para el escantillonado de la estructura se siguieron las reglas de *ABS Guide for building and classing offshore racing yachts (1994)*, para veleros oceánicos, sin ningún límite de navegación. Estas reglas proporcionan un método de cálculo de la inercia y los módulos de la sección de las planchas del casco, cubierta y mamparos, así como de los refuerzos de los mismos, que suponen unos mínimos que hay que cumplir. El proceso de cálculo consiste en determinar unas dimensiones de planchas y refuerzos y comprobar si cumplen o no con los exigidos.

Para ello primero hay que definir el tipo de material a utilizar, que será fibra de carbono con resina epoxi y el tipo de construcción, que en materiales compuestos puede ser monolítica o en sándwich. Se optó por la construcción en sándwich porque ofrece mucha más resistencia al tener una inercia mayor, por lo que se puede conseguir una estructura mucho más ligera. Existen diversos materiales para el núcleo del sándwich, siendo los más eficientes espuma SAN y el nido de abeja. El segundo es mucho más ligero, pero su uso está desaconsejado para el casco debido a su ligera probabilidad a la permeabilidad del agua, por lo que sólo se usará en la cubierta y los mamparos estructurales.

También hay que definir el número de capas de tejido, y el tipo y orientación de las fibras. Se seleccionan fibras unidireccionales y bidireccionales en $\pm 45^\circ$, para un mejor reparto de las tensiones, dos capas alternas de cada una para cada piel del sándwich (la exterior y la interior), las cuatro de fibra de carbono, y la piel exterior se protege con un tejido bidireccional en 0 y 90° de aramida ya que presenta una mejor protección contra los impactos y la abrasión.

Paralelamente se determina una configuración de refuerzos longitudinales y transversales que, junto con los mamparos estancos y los tanques de lastre, rigidicen el conjunto. Cuanto más densa sea la red de refuerzos, menor será el tamaño de los paneles en que quedan divididas las planchas, y por tanto menores serán sus requisitos de espesor y de peso. Pero, por otro lado, una red demasiado densa puede incrementar el peso total de la estructura más allá de lo necesario, por lo que no sería una solución eficiente.

La disposición final de los refuerzos sigue unas pautas lógicas: se refuerza especialmente la zona de la orza, el palo y la proa para contrarrestar las presiones de *slamming*, que serán considerables dado el tipo de navegación a la que estará sometido el barco. Dada la gran compartimentación del casco exigida por las reglas de Clase fueron pocos los refuerzos que se tuvieron que añadir y se intentó minimizar su sección para aligerar la estructura al máximo posible.

La jarcia firme se dimensionó teniendo en cuenta la configuración del palo, de tres pisos de crucetas, siguiendo la normativa del NBS, Nordic Boat Standard, publicada por Det norske Veritas (DnV), en la que se determinan las tensiones que va a sufrir cada elemento de la jarcia: obenques verticales y diagonales, estayes y burdas. El material elegido para estos elementos fue PBO, que es el que equipan la mayoría de barcos de regatas por sus excelentes propiedades a tracción.

En este apartado también se determinaron los espesores y la sección del palo y la botavara, siendo su material también fibra de carbono con matriz de epoxi. De los tres tipos de palos que se observan en la flota de OPEN 60 contruidos se optó por la alternativa más convencional, el palo fijo con tres pisos de crucetas, por ser la que parece más fiable y menos problemas está dando en las últimas vueltas al mundo.

PROPULSIÓN A MOTOR

La propulsión a motor no es la condición natural de navegación de un velero, ya que sólo se dará para entrar y salir de un puerto y en caso de desarboladura en alta mar. En las especificaciones del proyecto se exige que el sistema propulsor sea capaz de impulsar el barco a una velocidad de 8 nudos al 90% del MCR del motor, mientras que las reglas de Clase exigen un que el motor sea de combustión interna con una potencia nominal mínima de 37 CV.

Para determinar la potencia propulsora, en primer lugar se determinaron todas las resistencias que frenan el avance del velero (cuando navega a motor):

- resistencia del casco: calculada como la suma de la resistencia de fricción de placa plana equivalente, calculada según la denominada línea de fricción ITTC-57; y la resistencia residual, determinada mediante los polinomios de la series Delft
- resistencia de los apéndices: calculada igual que la resistencia del casco, sólo para timones, orza y bulbo, pues las derivas se sacan del agua al navegar a motor
- resistencia al aire: debida a la obra muerta (casco y cabina), el palo, las derivas y jarcia firme
- resistencia por rugosidad de la obra viva, que siempre existe

La suma de todas ellas es la resistencia total al avance, calculada para 8 nudos de velocidad. Teniendo en cuenta los rendimientos esperados en la hélice y la transmisión, y el régimen de trabajo al 90% de la MCR, se obtuvo una potencia necesaria de 36.25 kW. Se escogió, de los motores disponibles en el mercado, el Volvo Penta D2-55, que suministra una potencia nominal al eje de 39 kW.

INSTALACIÓN ELÉCTRICA

Las necesidades energéticas en este tipo de barcos no son muy elevadas, ya que no hay grandes consumidores. El esquema general consiste en:

- generación eléctrica: un sistema principal, que es un motor diesel, y dos secundarios de apoyo y ahorro de combustible, que son un total de 22 placas solares de pequeño tamaño, y un hidrogenerador de última generación capaz de producir 500 W de electricidad con el barco navegando a 12 nudos. Estos sistemas basados en energías renovables consiguen un ahorro considerable de combustible (ahorro de peso) necesario para alimentar el motor auxiliar, combustible que ha de ser dimensionado para toda la vuelta al mundo, y que puede suponer unos 250 kg de peso, a la salida.
- almacenamiento: la energía se almacena en dos baterías de servicio, que son las que alimentan la planta eléctrica, y una batería de arranque, destinada sólo a alimentar los

motores de arranque de los dos motores diesel (el principal, para la propulsión, y el auxiliar, como generador)

- consumidores: se realizó el balance eléctrico con todos los consumidores instalados a bordo, diferenciando los que se conectan a una red de 12 V y los de 24 V, determinando así los consumos típicos de cada situación de carga. Los consumidores principales son los equipos de radio y comunicaciones, que pasan la mayor parte del tiempo en modo espera, la electrónica y sistemas de posicionamiento y navegación, que tienen unos consumos muy bajos y el piloto automático, que es uno de los mayores consumidores. Los elementos que más consumen son la bomba de lastre y la bomba que acciona el mecanismo de la orza, que funcionan con un consumo muy elevado durante apenas unos minutos, cada vez que se haga un bordo. Por esta razón se decidió excluirlas del balance eléctrico, ya que cuando se pongan en funcionamiento se encenderá el motor auxiliar.

El consumo total en la condición de carga de navegación normal es de 285 W, y en la situación de carga máxima es de 1.12 kW. Se realizaron los cálculos necesarios para determinar la capacidad que han de tener las baterías de servicio (2 de 320 A·h) y la de arranque (70 A·h). Con respecto a las primeras, se escogió un tipo de baterías relativamente nuevo, ya que son unas baterías de iones de Litio (como las de los teléfonos móviles), comercializadas por la casa Mastervolt®, que ofrecen un rendimiento muy superior a las baterías convencionales.

Se escogió un motor Volvo Penta D1-30 con 20.1 kW de potencia al eje como motor auxiliar con el que generar la mayor parte de la energía a bordo. Con sus consumo de combustible y los consumos eléctricos se calculó la cantidad de combustible necesaria para una circunnavegación.

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO EN LA MAR

Para realizar este estudio, incluido en el Apéndice de este proyecto, se contó con el módulo Seakeeper de Maxsurf, que ofrece los RAOs y los RMS de los movimientos del barco en (tan sólo) tres grados de libertad: arfada, cabeceo y balance. Para ello es necesario introducirle el tipo de ola y espectro con el que se quiere estudiar el comportamiento del barco.

Como este barco va a navegar alrededor de todo el mundo, resulta bastante impreciso determinar una única ola media, por lo que se decidió centrar el estudio en la zona de los mares del Sur, es decir, desde el Cabo de Buena Esperanza hasta el Cabo de Hornos.

DISPOSICIÓN GENERAL

La distribución del interior está marcada por las reglas de Clase, que exigen la subdivisión del barco mediante 5 mamparos estancos. Se decidió instalar en uno de los compartimentos toda la maquinaria: los dos motores, las bombas, la orza con su mecanismo..., y reservar el compartimento a popa de éste para la habitación. En un barco de regatas, las comodidades a bordo no existen, limitándose a dos literas, un hornillo, un fregadero y un inodoro de descarga directa al mar. La parte más importante de la habitación es la mesa de cartas, que se hizo doble, simétrica con respecto a crujía, y pivotante con la escora, para que la mesa se encuentre siempre en una situación lo más horizontal posible.

Se prestó especial atención a la distribución de la cabina, bañera y maniobra, optando por una solución que se empezó a ver hace poco tiempo, que consiste en disponer la cabina partida longitudinalmente en dos, de modo que el centro quede a la altura de la cubierta. Por esta especie de “pasillo” se reenvían todos los cabos a la bañera y sirve de paso a proa seguro para el tripulante.

Al final de dicho “pasillo”, es decir, en el piano, se dispusieron dos winches, junto con otro dos situados en cada costado, empleados para cazar las burdas y las escotas de las velas de proa. La escota de la mayor tiene su propio winch que, al igual que los dos anteriores, se puede conectar a un pedestal.

La bañera es abierta, para facilitar el achique del agua de las olas que barrerán la cubierta, pero recogida y protegida con la barraescota, de modo que el patrón apenas tiene que desplazarse por ella, estando más seguro y resguardado.

1	DESCRIPCIÓN DEL OPEN 60	
1.1	Introducción	2
1.2	Características generales de los barcos de Clase IMOCA Open 60	3
1.3	Reglas de la clase OPEN 60	4
2	BASE DE DATOS. BÚSQUEDA DE BUQUES SIMILARES	6
3	PARÁMETROS DE DISEÑO	
3.1	La resistencia al avance de un velero	8
3.2	Las series sistemáticas de Delft	9
3.3	Diseño preliminar	10
4	DIBUJO DE LA PRIMERA CARENA BASE	13
5	TÉCNICAS DE ENSAYO	
5.1	Introducción	15
5.2	Olas generadas por la Carena 0	16
5.3	Cálculo de la resistencia residuo según las Series Delft	22
5.4	Sistematización del análisis de carenas	22
6	DESARROLLO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS	
6.1	Carena 01	24
6.1.1	Características hidrostáticas de la Carena 01	25
6.1.2	Comparación de la integral de ola	26
6.1.3	Comparación de la resistencia residuo según las series Delft	26
6.2	Carena 02	
6.2.1	Características hidrostáticas de la Carena 02	27
6.2.2	Comparación de la integral de ola	29
6.2.3	Comparación de la resistencia residuo según las series Delft	29
6.3	Conclusiones y elección de carena	31
7	REFERENCIAS	32

1 DESCRIPCIÓN DEL OPEN 60

1.1 Introducción

La Clase Open 60 fue creada para la competición oceánica extrema, en solitario o en pareja, dando lugar a monocascos muy veloces, planeadores, que alcanzan con facilidad velocidades medias de unos 20 nudos con picos de más de 30. El récord de velocidad oceánica, medido como distancia recorrida en 24 horas, está establecido en la actualidad en 21.1 nudos, y está en posesión de Jean Pierre Dick y Loick Peyron, conseguido a bordo del *Virbac-Paprec3* durante la pasada edición de la Barcelona World Race (2011). El récord anterior pertenecía a Alex Thompson y Andrew Cape, a bordo del Hugo Boss, y era de 20.9 nudos, conseguido en la misma regata pero en la edición de 2007.

La Clase IMOCA OPEN 60 está concebida como una “box rule”, es decir, limita ciertos parámetros geométricos del barco (junto con muchas consideraciones de seguridad) a la vez que permite a los diseñadores bastante libertad a la hora de dibujar las formas del casco. Así se garantiza una competición justa y en tiempo real, con unos costes medianamente contenidos, ya que los diseños pueden ser competitivos durante varios años, sin que por ello la ingeniería se quede estancada, ya que se botan proyectos nuevos cada año, haciendo evolucionar la clase. El interés por este tipo de barcos y las regatas en que participan va en aumento cada año, atrayendo nuevos patrocinadores, que son, al fin y al cabo, los que permiten que este deporte exista, tanto en su parte deportiva como en la técnica.

Existen varias regatas que conforman el Campeonato IMOCA, con una periodicidad de cuatro años, por lo que muchos proyectos se planifican para una campaña más o menos completa. Es decir, que no son barcos pensados para realizar una única circunnavegación, sino que tienen una vida muy exigente. Cada ciclo abarca dos circunnavegaciones sin escalas, la *Vendée Globe*, en solitario, y la *Barcelona World Race*, en pareja, celebradas ambas cada cuatro años, los años pares; tres travesías transatlánticas: la *Transat Jaques Vabre* (parejas, cada 2 años), la *Route du Rhum* (en solitario, cada 4 años) y la *Transat B to B* (en solitario, cada 4 años); y otra competición de tipo vuelta a Europa con tripulación. Existen otras regatas en las que participan estos monocascos, como la recién creada *Vuelta a España a Vela*, también tripulada, que suelen plantearse como regatas de entrenamiento y puesta a punto del barco.

1.2 Características generales de los barcos de Clase IMOCA Open 60

Los Open 60 son barcos muy potentes y con unas considerables superficies vélicas, por lo que necesitan disponer de un gran momento adrizante, por eso son barcos con bastante manga, que se mantiene hasta la popa. Ésta es, lógicamente, una popa de espejo que, acompañada por secciones de popa bastante planas, permite que estos barcos planeen con vientos portantes y a favor de ola, alcanzando velocidades que parecían imposibles hace no muchos años. Desde hace un par de generaciones se observa la inclusión en todos los diseños de un codillo en las secciones de popa, en muchos casos incluso prolongado hasta la proa. En palabras de un diseñador perteneciente al prestigioso estudio Farr Yacht Design: *“eliminar la curvatura permite aligerar la estructura en la popa del barco, y “despeja” el agua cuando navega adrizado, que así no sube por el costado, reduciendo la superficie mojada. Sin embargo resulta perjudicial cuando se navega escorado ciñendo con olas, porque el agua fluye arriba y abajo del codillo en vez de paralelo a él”*

Otros elementos que contrarrestan la potencia vélica y contribuyen a la estabilidad son los tanques de lastre y una orza pivotante, que se puede inclinar hacia cada costado, subiéndola a barlovento para aumentar el brazo del momento adrizante. Esta disposición de la orza le impide cumplir su misión de plano antideriva del barco, por lo que se hace imprescindible introducir otra orza.



Figura.1.1: Render del Open 60 Acciona, botado a finales de 2011.

La solución es incluir dos, una a cada costado, retráctiles, para que la de barlovento pueda estar fuera del agua y no contribuya a la resistencia y la de sotavento, calada, pueda trabajar en un ángulo y disposición más eficiente. Existen varias formas y configuraciones de estas orzas de deriva: rectas, curvadas, verticales, inclinadas...

La gran manga en popa hace necesario la disposición de dos timones, que pueden ser retráctiles, pudiendo elevar el de barlovento y disminuir así la resistencia al avance.

Existen varias configuraciones de aparejo: palo fijo con dos, tres o cuatro pisos de crucetas; palo giratorio de perfil de ala con outriggers y palo giratorio de perfil de ala más estrecho, con un piso de crucetas articuladas y un diamante. Todos presentan ventajas e inconvenientes, pero es de destacar que los palos convencionales no han sido desbancados todavía, principalmente, por su mayor fiabilidad y ligereza. La rotura de palo es la causa principal de abandono en las regatas oceánicas, en la última Barcelona World Race, 2010-11, fueron cuatro las desarboladuras, siendo sólo uno de estos palos de configuración clásica.

El material de construcción es la fibra de carbono ya que, para alcanzar tales velocidades, el barco ha de ser lo más ligero posible y lo suficientemente resistente para soportar, al menos, una vuelta al mundo sin escalas, y en este momento el carbono es la mejor fibra del mercado.

1.3 Reglas de la clase OPEN 60

Esta clase, reconocida Internacional por la ISAF (*International Sailing Federation*) en 2001 está gestionada por la IMOCA: *International Monohull Open Class Association*, que es la encargada del desarrollo y aplicación de las reglas de clase que todo barco (y navegante) tiene que cumplir para participar. En su preámbulo dice: “el objetivo de estas reglas es establecer las restricciones, exclusiones y obligaciones que serán respetadas por los monocascos Open 60 que participen en las regatas oceánicas. Con ellas se quiere asegurar que, en lo que respecta a seguridad, los estándares alcanzan un nivel aceptable e igual para todos los competidores”.

Las limitaciones más importantes son algunas dimensiones:

- Eslora máxima LOA: $17.983 < LOA < 18.288$ m
- Calado máximo : $T \leq 4.5$ m

La eslora no incluye el botalón, que puede tener una longitud máxima de 1.892 m.

Otras consideraciones:

- Construcción y diseño siguiendo las especificaciones del OSR categoría 0 para veleros oceánicos (*Ocean Special Regulations, Race category 0*, de la ISAF)
- Insumergibilidad, con un volumen de flotabilidad del 130% del desplazamiento
- Ángulo de pérdida de estabilidad $\geq 127.5^\circ$
- La escora producida por la orza desplazada a un costado y los tanques de lastre llenos de ese mismo costado ha de ser $\leq 10^\circ$
- Momento adrizante máximo ≤ 32 Tm
- 5 mamparos transversales estancos

- Crashbox, o postizo de proa, pieza situada en la roda que no forma parte de la estructura del barco, de modo que en caso de colisión se desprenda y el casco permanezca intacto
- Altura de palo ≤ 29 m
- Se permiten orzas pivotantes y tanques de lastre (de agua de mar); palos con perfil de ala, giratorios, crucetas de cubierta... no se permiten palos pivotantes
- 2 literas, cocina, generación de agua dulce...

2 BASE DE DATOS. BÚSQUEDA DE BUQUES SIMILARES

La Clase Imoca Open 60 cuenta ya con una veintena de años de antigüedad en los que se han desarrollado varias generaciones de barcos, siempre en constante evolución. Buscando en Internet, en las webs de las regatas, de los diseñadores y de los propios equipos competidores se pueden encontrar datos sobre los barcos, aunque están limitados a las dimensiones principales, ya que el secretismo es habitual en la alta competición debido a las importantes inversiones económicas que conlleva un proyecto de este tipo.

A la vista de la tabla siguiente se obtiene una conclusión bastante obvia: todos los diseños optan por la eslora y calado máximos que permite la norma, 18.28 m y 4.5 m, respectivamente. Es la manga la dimensión que varía en un rango de 5.5 a 5.9 metros. El *Hugo Boss* es un diseño bastante radical que opta por una manga de 6.5m buscando la máxima potencia, siendo también el barco que más desplaza, con diferencia, de toda la flota. Por situarse muy alejado del resto de barcos se decide no tenerlo en cuenta.

Tabla 1.1: Base de datos. Veleros Clase IMOCA Open 60 contruidos.

	L (m)	B (m)	T (m)	Δ (kg)	superficie vélica(m ²)	altura palo	tipo palo	año	diseño
central lechera asturiana	18,28	5,7	4,5	9000	300/525	25,8	semi-ala giratorio crucetas articuladas	2003	owen clarck
estrella damm	18,28	5,85	4,5	9200	300/570	28,5	semi-ala giratorio crucetas articuladas	2007	farr
mapfre	18,28	5,85	4,5	8500	300/620	28	rotatorio perfil ala con outriggers	2007	farr
foncia/banque populaire	18,28	5,9	4,5	7800	300/660	27,3	rotatorio perfil ala con outriggers	2010	vppl/verdier
gaes/aviva	18,28	5,57	4,5	9000	300/580	27,5	semi-ala giratorio crucetas articuladas	2007	owen clarck
groupe bell	18,28	5,5	4,5	8500	320/670	27	rotatorio perfil ala con outriggers	2007	vppl/verdier
hugo boss 2	18,28	6,5	4,5	10500	430/740	31,65	clásico	2007	juan k
mirabaud	18,28	5,5	4,5	-----	-----	-----	clásico	2006	owen clarck
neutrogena	18,28	5,8	4,5	9000	390/600	27,5	rotatorio perfil ala con outriggers	2004	lombard
president/ ecover 3	18,28	5,8	4,5	8300	300/580	27	semi-ala giratorio crucetas articuladas	2007	owen clarck
renault	18,28	5,8	4,5	8800	320/600	29	--	2007	farr
virbac-paprec 3	18,28	5,7	4,5	7800 (3000)	300/590	29	clásico	2010	vppl/verdier
cheminées Poujoulat	18,28	5,8	4,5	-----	300/600		clásico	2011	Juan K
veolia environment	18,28	5,85	4,5	8400		27,5	Clásico	2007	farr
macif	18,28	5,7	4,5	7700 (3600)	340/570	29	rotatorio perfil ala con outriggers	2011	vppl/verdier
gamesa	18,28	5,8	4,5	8000	300/580	27,30	clásico		owen clark/ oliver
dcns	18,28	6	4,5	8000	-----	28	rotatorio perfil ala con outriggers	2008	finot-conq
acciona 100%eco-powered	18,28	5,9	4,5	8200	-----			2011	owen clark/ oliver
PRB	18,28	5,5	4,5	-----	-----	29	rotatorio perfil ala con outriggers	2010	vppl/verdier
safran	18,28	5,70	4,5	-----	270/570			2010	vppl/verdier
bureau vallee	18,28	5,75	4,5	9300 (3100)	-----			2006	farr

Notas: Gamesa, tanques de lastre 10x0.8T cada uno. Macif, 4 por banda, 5000l por banda: Virbac-Paprec3, 8000l, 3tanques por band

3 PARÁMETROS DE DISEÑO

En el proceso de diseño de un velero lo normal es el dibujo de varias carenas distintas y poder compararlas (bien con programas informáticos, bien en un canal de experiencias) en función de sus cualidades hidrostáticas e hidrodinámicas. Para ello, en una fase previa han de establecerse los parámetros principales que definirán el barco y su rango de aplicación, para establecer los límites en los que moverse a la hora de desarrollar las distintas carenas.

3.1 La resistencia al avance de un velero

La resistencia al avance de cualquier buque puede descomponerse básicamente en la resistencia de fricción, (que tiene dos componentes, la de fricción de placa plana equivalente y la de fricción debido a la curvatura), la resistencia de presión de origen viscoso y la resistencia por formación de olas, existiendo también una componente muy pequeña debida a la rugosidad y otra, que puede llegar a ser considerable, que es la resistencia añadida por navegar en un mar con olas.

En un velero tenemos las mismas resistencias, a las que hay que sumar: la resistencia debida a la escora (que se cuantifica como un aumento en las resistencias anteriores debido a que el barco navega escorado y sin simetría), y la inducida, que se debe a la deriva con la que navegan los barcos de vela y al efecto que ésta tiene sobre la orza.

Centrándonos en las más importantes y comunes a todos los barcos, tanto la resistencia de fricción como la de presión de origen viscoso se deben a fenómenos viscosos, que dependen del número de Reynolds, mientras que la resistencia por formación de olas está gobernada por el número de Froude y se debe a fenómenos gravitacionales. Existen dos maneras de agrupar las resistencias:

Hipótesis de Froude:

$$R_{\text{total}} = R_{\text{fricción placa plana}} + R_{\text{residuo}}$$

Hipótesis de Hughes:

$$R_{\text{total}} = R_{\text{viscosa}} + R_{\text{olas}}$$

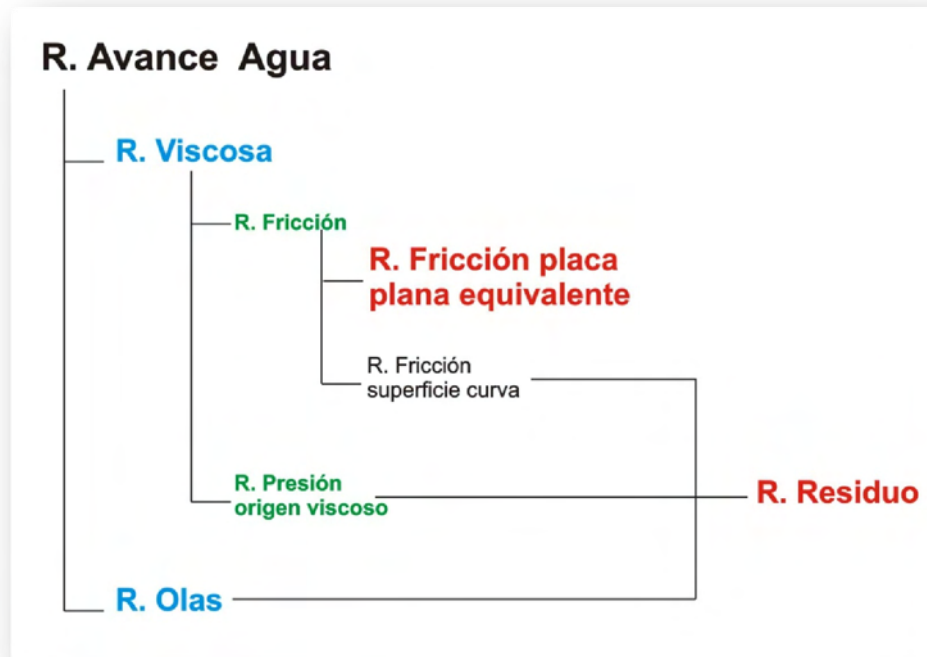


Figura 1.2: Componentes de la Resistencia al avance, y forma de agruparlas según las hipótesis de Hughes (azul) y Froude (rojo)

La resistencia de fricción de placa plana equivalente se calcula según la denominada línea ITTC-57:

$$C_{fpp} = \frac{0.075}{(\log Rn - 2)^2}$$

$$R_{fpp} = 0'5 \cdot \rho \cdot Sm \cdot V^2 \cdot C_{fpp}$$

La resistencia por formación de olas es muy pequeña a bajas velocidades, pero pronto empieza a desarrollarse y adquiere suma importancia, pues a partir de $F_n=0.4$ o 0.45 es tan grande que no todo barco es capaz de superar esa velocidad. Para ello es necesario un bajo desplazamiento y unas formas adecuadas. Como el Open 60 es un barco que desarrolla una gran velocidad (20 nudos significa un $F_n=0.768$) será ésta la parte de la resistencia que habrá que tener en cuenta en el desarrollo de este proyecto.

3.2 Las series sistemáticas de Delft

Las series sistemáticas de Delft son una serie muy extensiva de ensayos en canal con 50 modelos de veleros, llevadas a cabo en la Universidad de Delft, desarrolladas para obtener una expresión polinómica de la resistencia residual (formación de olas más presión de origen viscoso más fricción por superficie curva) de un velero en función de

8 parámetros relativos a sus dimensiones y forma. Se realizaron cuatro series, cada una con modelos diseñados a partir de una carena padre a la que se le iba aplicando una variación sistemática de 5 parámetros: el desplazamiento Δ , relación $L/\nabla^{1/3}$, el coeficiente prismático C_p , posición longitudinal del centro de carena LCB y las relaciones L/B y B/T .

El resultado es un algoritmo que permite calcular la resistencia residual en función del número de Froude. Al poder calcularse la resistencia de fricción de placa plana equivalente mediante la Línea ITTC-57, se puede calcular de forma muy sencilla la Resistencia Total al Avance de un velero.

3.3 Diseño preliminar

Hace falta fijar un punto de partida, unas dimensiones preliminares, para el comienzo del diseño de cualquier barco. A continuación se expone brevemente la influencia de los parámetros anteriores en la resistencia al avance de un velero y un análisis de la base de datos para realizar una primera aproximación a las dimensiones:

Desplazamiento: es la dimensión que más influye en la resistencia residual. Si se comparan dos barcos similares pero de distintos desplazamientos, se observa que hasta números de Froude de 0.4 la resistencia es muy similar. A partir de esta cifra la resistencia aumenta considerablemente, en los barcos de desplazamiento ese aumento supone una barrera imposible de superar llegando a su límite de velocidad. Hace falta un barco ligero para que supere esta fase de pre-planeo y pueda seguir aumentando su velocidad hasta llegar al planeo.

Eslora/Volumen de carena^{1/3} ($L/\nabla^{1/3}$): ha de ser elevado para que el barco pueda alcanzar altas velocidades, cuanto más elevado, mejor. En la literatura consultada se considera necesario un mínimo valor de 5.7 para esta relación si se quiere sobrepasar la barrera de $F_n=0.45$ (este valor se refiere a veleros convencionales, de recreo). En el caso de un Open 60, este valor es muy superior: de la base de datos se obtiene un valor mínimo de 8.76 y máximo de 9.33

Dado que la eslora está fijada en este proyecto, hablar de este parámetro es lo mismo que hablar del desplazamiento, es decir, interesa un desplazamiento lo menor posible.

Coeficiente prismático: para conseguir altas velocidades se necesita una popa llena, ancha, de fondo plano, con popa de espejo y costados rectos, que produce la separación del flujo de agua dejando el espejo en seco y alargando la eslora efectiva del barco, por lo que se consigue una reducción de la resistencia considerable. Esto lleva a valores de C_p altos, de hasta 0.7 para $F_n=1.0$.

En el caso de los veleros este tipo de popa sólo es eficiente con vientos portantes, pero muy perjudicial en ceñidas, cuando el barco no planea. Por eso se observa que

estos barcos tienen popa de espejo pero éste queda fuera del agua cuando el barco está en reposo. Por tanto, C_p no será tan alto. Como punto de partida muy preliminar, se acota entre los siguientes valores:

$$0.55 < C_p < 0.65$$

Centro de carena: está muy ligado con el C_p , ya que cuanto más llena sea la popa, más a popa estará LCB. Para barcos planeadores con popa de espejo que alcanzan un $F_n=1.0$ este valor debería estar alrededor del -6%. Como punto de partida se fija en:

$$-5.5\% < LCB < -6.5\%$$

(el signo menos indica que está situado a popa de la sección media)

Maga/Calado de la carena: el efecto de este parámetro es relativamente pequeño. En bajas velocidades un aumento de manga resulta perjudicial, por aumentar la superficie mojada y, con ella, la resistencia al avance. Pero a altas velocidades, en los ensayos de Delft se vio que la resistencia disminuía ligeramente con el aumento de este parámetro, ya que la manga contribuye a mejorar las fuerzas de sustentación en condición de planeo. No se dispone de ningún dato sobre el calado de carena de los veleros de la base de datos, por lo que no se va a utilizar este parámetro, centrándose en la manga:

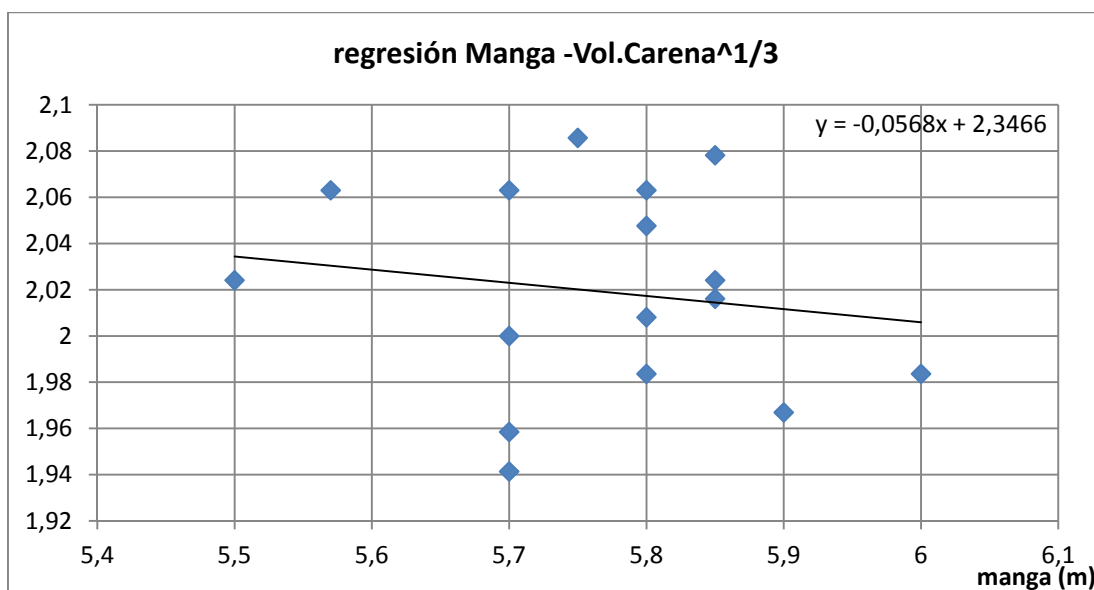
Manga

Juega un papel importante en la resistencia de un velero, siendo perjudicial para todas las resistencias. Pero es más significativa en otros aspectos como la estabilidad, que depende de la manga al cubo, y en el brazo del momento adrizante que proporcionan los tanques de lastre (situados, lógicamente, en la manga máxima).

En este tipo de veleros oceánicos, estando la eslora y el calado total limitados por la norma, los parámetros clave son la manga y el desplazamiento. Lógicamente, el desplazamiento será el menor posible con el que se consiga construir una estructura resistente y apta para la misión que va a desempeñar. La elección de la manga pasa por diversas consideraciones entre diseñador y navegante: por un lado, una manga contenida mejorará las prestaciones del barco con poco viento y en los rumbos de ceñida, por el otro, mayor manga proporcionará mayor potencia y mayor velocidad en las empopadas. Planificar una vuelta al mundo sin escalas no deja de ser una apuesta, pues nadie sabe a ciencia cierta dónde resulta más rentable la optimización, aunque todo parece indicar que es en la mayor manga, ya que, si la climatología es la habitual, la mayor parte del tiempo se navega en empopadas, y por tanto, se podrá navegar a mayor velocidad durante más tiempo.

Como punto de partida, para este proyecto se tiene en cuenta la base de datos y de la página 7 y se toma como referencia el valor medio de la manga, 5.74 metros (se excluye el barco *Hugo Boss*)

Al ser la eslora fija no tiene sentido hacer una regresión $L/\nabla^{1/3}$, así que se hace con la manga, que es la única dimensión variable de que se dispone:



Gráfica 1.1: Regresión de la Manga (B) en abscisas, y el volumen de Carena ($\nabla^{1/3}$) en ordenadas.

De la regresión anterior se obtiene un valor del desplazamiento de 8456 kg.

Con todas estas consideraciones, se toman los siguientes valores como punto de partida para el dibujo de una primera carena, base, a partir de la cual se irán desarrollando otras, con el objetivo de evaluar los distintos rendimientos hasta obtener una combinación satisfactoria:

$$L_{OA} = 18.288 \text{ m}$$

$$B_{\max} = 5.74 \text{ m}$$

$$\Delta = 8456 \text{ kg}$$

$$0.55 < C_p < 0.65$$

$$-5.5\% < LCB < -6.5\%$$

4 DIBUJO DE LA PRIMERA CARENA BASE

Para el dibujo de las carenas y realizar diversos cálculos de arquitectura naval se emplea el programa Maxsurf, de uso profesional muy extendido. Este programa consta de diversos módulos, algunos de los cuales se emplearán en el desarrollo de este proyecto. El módulo principal, Maxsurf, es el que se utiliza para el diseño de carenas, mediante el dibujo de superficies NURBS (*non uniform rational B-spline*). Estas superficies se controlan mediante una serie de nodos, que se mueven para ir confiriendo a la superficie la forma deseada. A partir de dos superficies, una plana y otra curva, se fue desarrollando la primera carena, sobre la que se irán generando diferentes alternativas, con el fin de seleccionar la mejor opción. La superficie plana dio lugar a los costados, prácticamente verticales, y su unión con la superficie curva generó el codillo característico de estos barcos. El objetivo era llegar a una carena con las características indicadas en el apartado anterior:

- La eslora limitada por la norma es la eslora total, por lo que queda a libre elección del diseñador el valor de la eslora de flotación. Al ser una magnitud cuyo aumento (a igualdad del resto de dimensiones) hace disminuir la resistencia al avance, se hizo lo mayor posible, quedando fijada en 18.0181m

- La manga calculada anteriormente es la máxima, no la de flotación, que se dejó como parámetro libre, función del desplazamiento y del coeficiente prismático. Lo mismo sucede con el calado de la carena, del que, además, no se tiene ningún dato. Los valores son, respectivamente, 3.9815m y 0.2871m

- Con respecto al coeficiente prismático se decidió tomar un valor inicial relativamente bajo, para posteriormente ir aumentándolo y evaluar su influencia en la resistencia al avance en las siguientes versiones de la carena. Se tomó el valor de 0.575

- La posición longitudinal del centro de flotación (LCB) también se dejó, en esta primera carena, como un parámetro libre, quedando fijado en -6.158%

- El desplazamiento es el parámetro con el que más se ha jugado. En primer lugar, hay que tener en cuenta el volumen de los apéndices, para deducirlo del volumen total que se quiere conseguir y así obtener el volumen de la carena. Los apéndices serán definidos en capítulos siguientes de este proyecto, por lo que de momento se tomaron unos apéndices estándar incluidos como ejemplos en el Maxsurf, con las siguientes consideraciones:

- El peso del bulbo se fijó en 3200 kg, valor cercano a la media de los tres datos encontrados en la base de datos. Siendo la densidad máxima admisible para el material del bulbo de 11.4 kg/m^3 , se obtiene un volumen de 0.282 m^3 , con un desplazamiento final de 3210.9kg

- La orza es un perfil NACA 65-010 tomado de un ejemplo incluido en Maxsurf de un IACC (barco clase Copa América hasta la edición de 2007). Según la bibliografía consultada [Larsson] el área de la orza de un crucero debe ser de alrededor del 3.5% de la superficie vélica en ceñida, mientras que en barcos de regata

es de un 1.5%. De la base de datos se observa que prácticamente todos los barcos optan por unos 300m² de velas, con lo que el 1.5% implica 4.5m². Pero al tratarse en este caso de una orza pivotante, la misión de plano antideriva no será realizada por ella (sino por las orzas de deriva), por lo que se puede reducir dicho valor hasta uno que garantice la integridad estructural y sea capaz de soportar el peso del bulbo. Al tratarse de una fase de diseño preliminar aún no se dispone de dicha dimensión, por lo que se optó por un valor del área de 3.539m², con un volumen de 0.077m³.

○ Los timones se tomaron del mismo ejemplo. La bibliografía propone un valor de alrededor del 1.4% de la superficie vélica. Pero estos barcos van equipados con dos timones, desplazados hacia los costados e inclinados hacia afuera, de modo que cuando el barco navega escorado trabajan completamente bajo el agua y en una posición vertical, siendo mucho más efectivos, por lo que no se necesita tanta área. Se escogió un área de 1.124m² para cada timón, con un volumen de 0.024m³ ambos juntos.

○ Por tanto, el volumen total de los apéndices es de 0.384m³. El desplazamiento objetivo es de 8451kg, es decir, 8.2498m³, por lo que la diferencia será el volumen de la carena. Tras ajustar las formas de la misma, se consigue llegar a un desplazamiento de 8450.4kg, que se corresponde con un volumen sumergido de 8.2443m³.

Hay que tener en cuenta que en estos barcos los timones pueden ir situados bajo el casco, o bien a popa del espejo si son retráctiles. En ambos casos modifican, alargando, la eslora de flotación, por lo que no es lo mismo medir la eslora en flotación con o sin timones. En esta fase de diseño se pretenden comparar carenas entre sí, por lo que todas las mediciones hidrostáticas (eslora de flotación, Cp...) se referirán a las carenas desnudas, sin ningún apéndice. Las características hidrostáticas de esta primera carena (denominada Carena 0) son:

Tabla 1.2: Características hidrostáticas de la Carena 0

CARENA 0					
Desplazamiento	8061,241	kg	LCF desde proa	-10,834	m
Volumen de carena	7,865	m ³	LCB % de Lwl	-56,158	%
Calado de carena	0,287	m	LCF % de Lwl	-60,128	%
Eslora en flotación Lwl	18,018	m	KB	0,189	m
Manga en flotación Bwl	3,982	m	KG	0,287	m
Superficie mojada	52,552	m ²	BMt	6,544	m
Sección máxima	0,759	m ²	BMI	120,132	m
Área de la flotación	51,592	m ²	GMt	6,445	m
Cp	0,575		GMI	120,033	m
Cb	0,382		KMt	6,732	m
Cm	0,723		KMI	120,32	m
Cwp	0,719		Inmersion (TPc)	0,529	T/cm
LCB desde proa	-10,119	m	MTc	0,537	T.m
Momento adrizante con escora 1deg , RM= GMt.Disp.sin(1)				906,779	kg.m

5 TÉCNICAS DE ENSAYO

5.1 Introducción

Una vez diseñada una carena, se procede a su evaluación, consistiendo el objetivo en dibujar diferentes carenas y comparar su rendimiento hidrodinámico. Los grandes proyectos, que cuentan con numerosos recursos humanos y económicos, suelen realizar más de cincuenta modelos por ordenador, que evalúan con ayuda de programas informáticos para posteriormente realizar un estudio más preciso mediante algunos modelos en un canal de experiencias. Para el desarrollo de este proyecto se dibujarán diversas carenas que se compararán con la ayuda del ordenador. Lo ideal sería poder contar con un software CFD, pero al no disponer de ninguno, se usa uno de los módulos de Maxsurf, el Hullspeed.

Hullspeed proporciona dos métodos de evaluación: por un lado presenta diversos algoritmos que, en función de un determinado número de parámetros geométricos de la carena, estiman la resistencia al avance del barco. De entre todos los algoritmos que ofrece, las series Delft son los que se pueden aplicar a veleros.

Por otro lado, Hullspeed puede calcular (de una manera un tanto aproximada) el patrón de olas de la superficie libre, ofreciendo como output la elevación de la misma en cada punto de una malla generada alrededor del barco, para una velocidad determinada. Una forma típica de presentar los resultados es mediante los cortes longitudinales de la superficie libre (paralelos a crujía).

Ambos métodos presentan varias limitaciones, ya que los barcos tipo OPEN 60 se salen del rango de aplicación de las series de Delft, y Hullspeed no es una herramienta lo suficientemente potente para calcular el patrón de olas. Sin embargo, ofrecen una metodología válida para el propósito de este proyecto.

5.2 Olas generadas por la Carena 0

Como ejemplo de la técnica de ensayo se evalúa la Carena 0 a diversas velocidades:

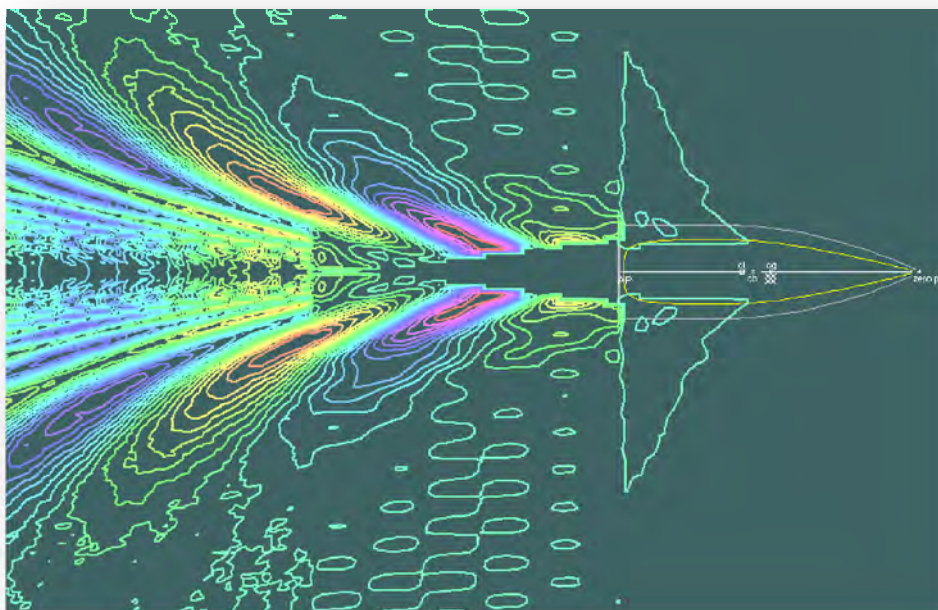
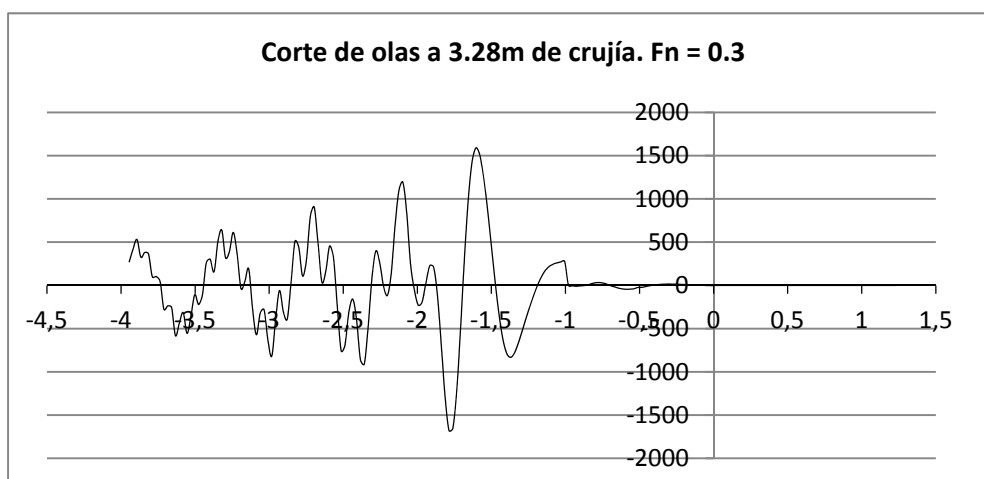
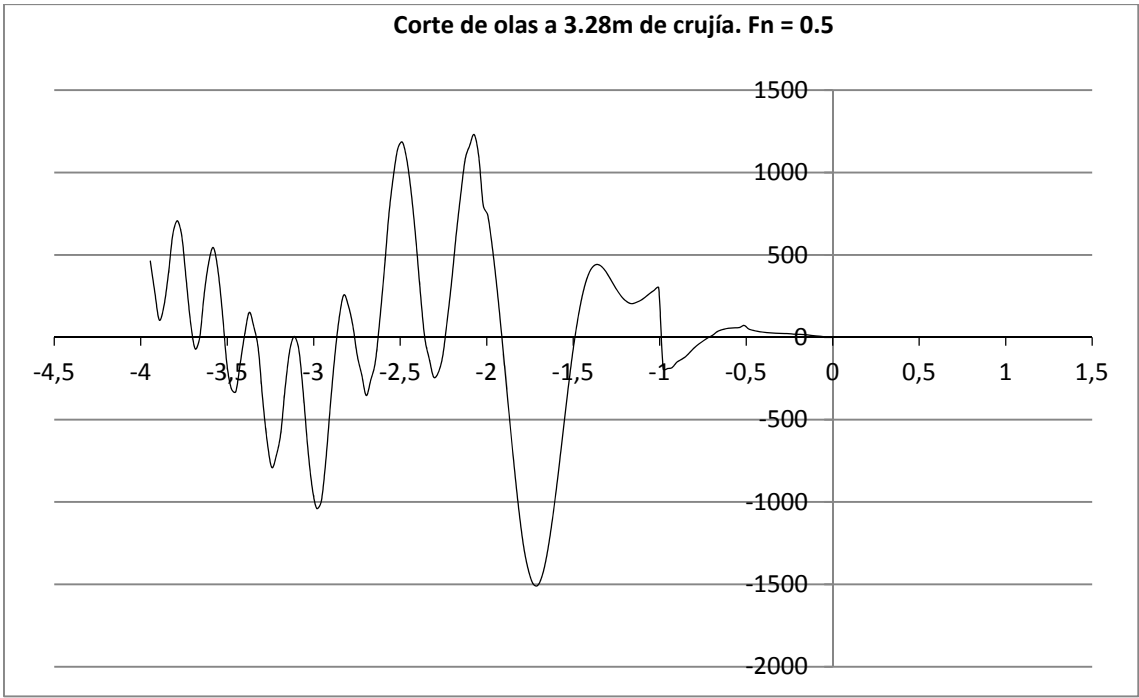


Fig. 1. 3: Vista en planta del patrón de olas generado por la Carena 0; $F_n = 0.5$. Calculado con Hullspeed

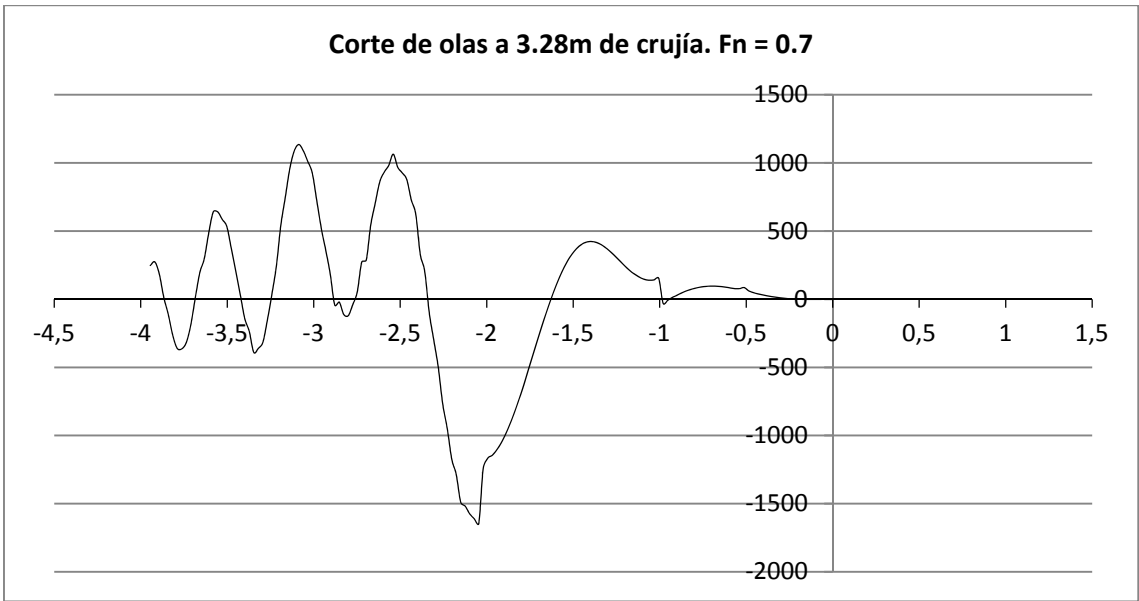
Una vez calculada la deformada de la superficie libre con Hullspeed, se pasan los datos a una hoja de cálculo de MS Excel, con la que se pueden trazar las gráficas de la altura de ola para cada corte longitudinal, como puede verse en las siguientes gráficas, donde se representa la altura de ola en mm en el eje vertical, y la distancia longitudinal adimensionalizada con la eslora en el eje X, es decir, el valor 1 corresponde a la perpendicular de proa y el 0 a la de popa. Se presenta el mismo corte de ola a diferentes velocidades expresadas mediante el número de Froude:



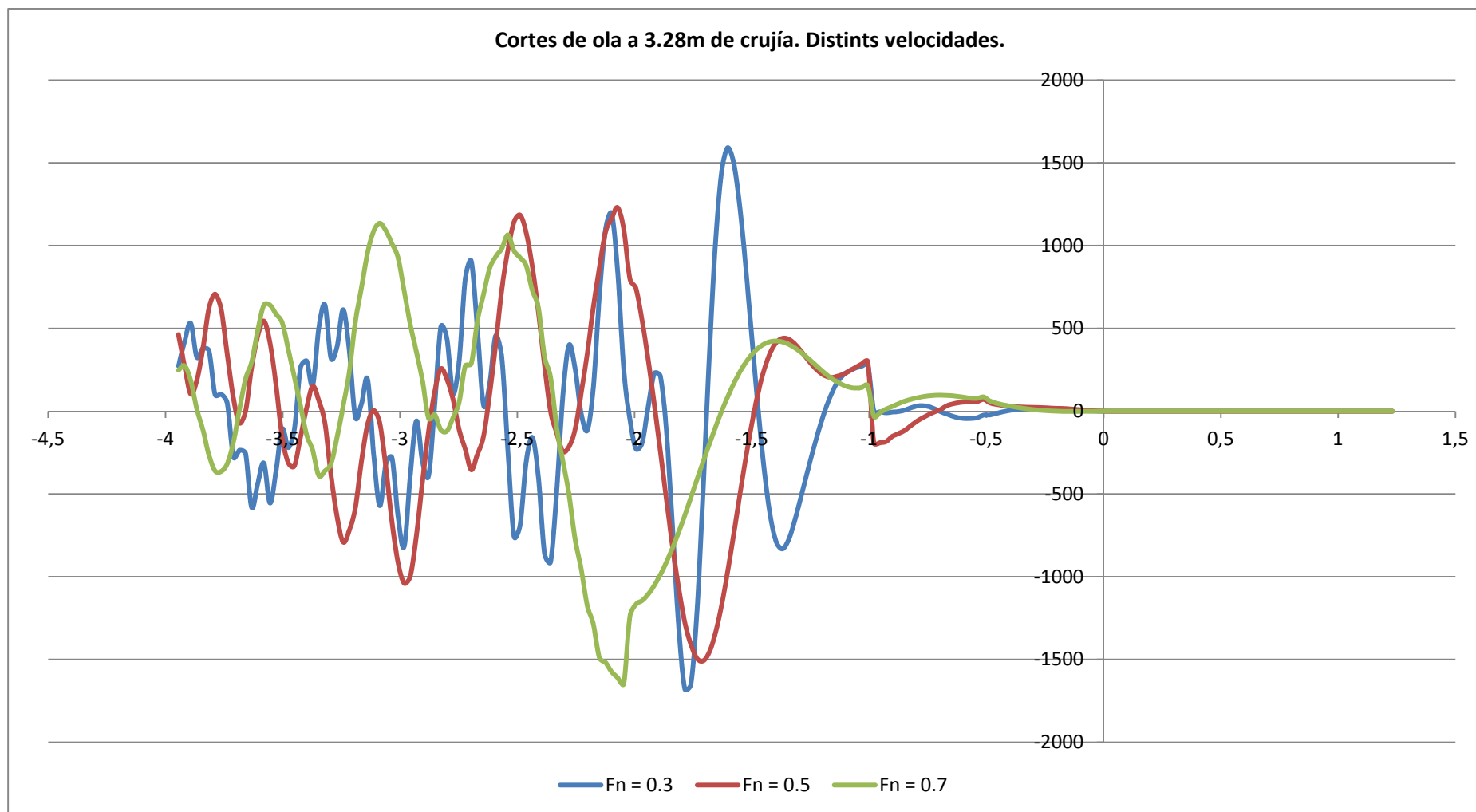
Gráfica 1. 2: Altura de ola (mm) generada por la Carena 0. Corte a 3.28m de crujía. $F_n = 0.3$



Gráfica 1. 3: Altura de ola (mm) generada por la Carena 0. Corte a 3.28m de crujía. $F_n = 0.5$

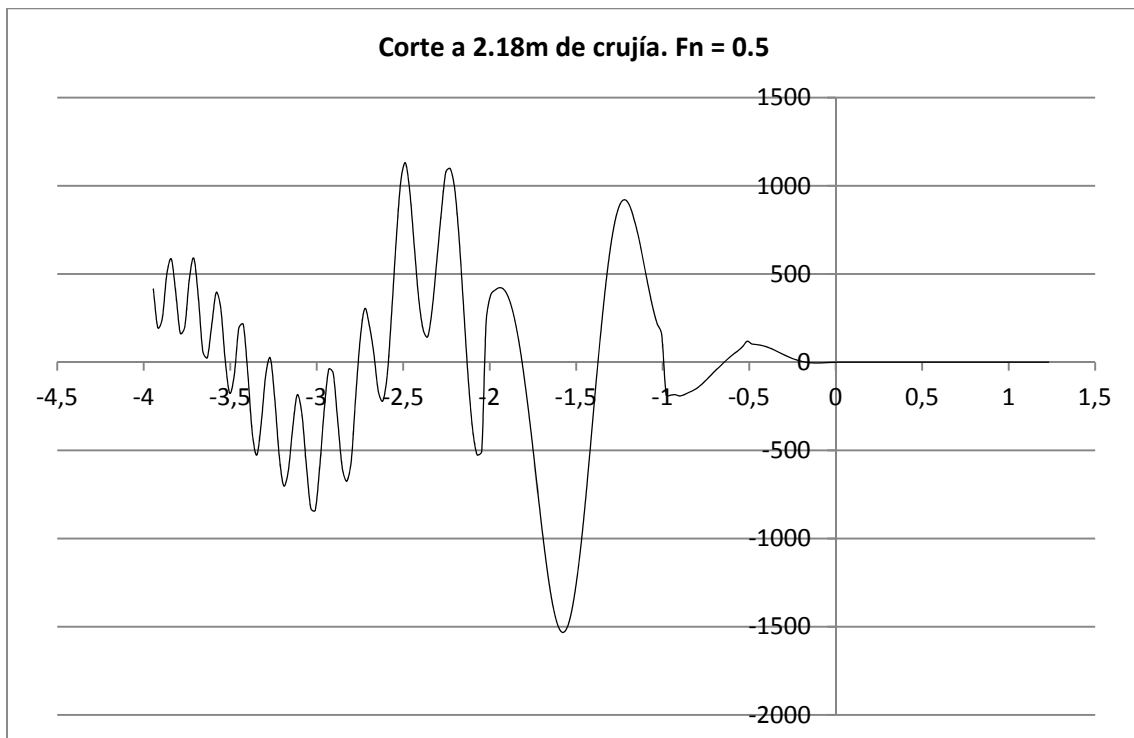


Gráfica 1.4: Altura de ola (mm) generada por la Carena 0. Corte a 3.28m de crujía. $F_n = 0.7$

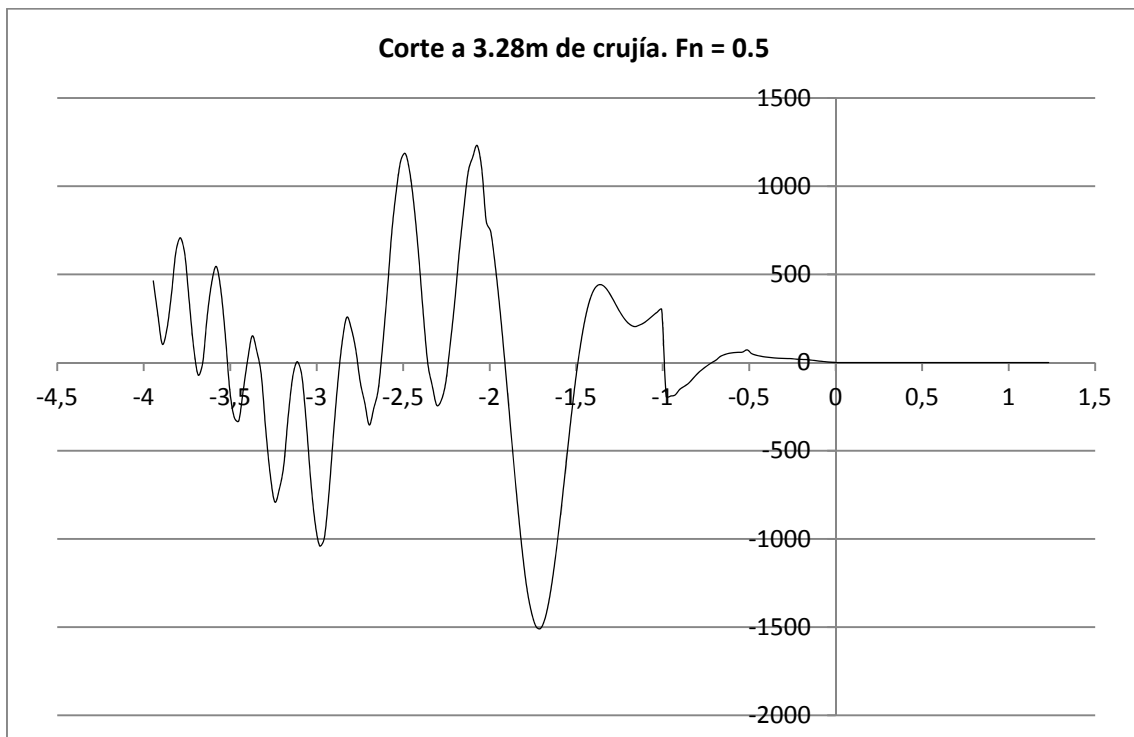


Gráfica 1.5: Alturas de ola (mm) generadas por la Carena 0 a distintas velocidades (F_n). Corte a 3.28m de crujía

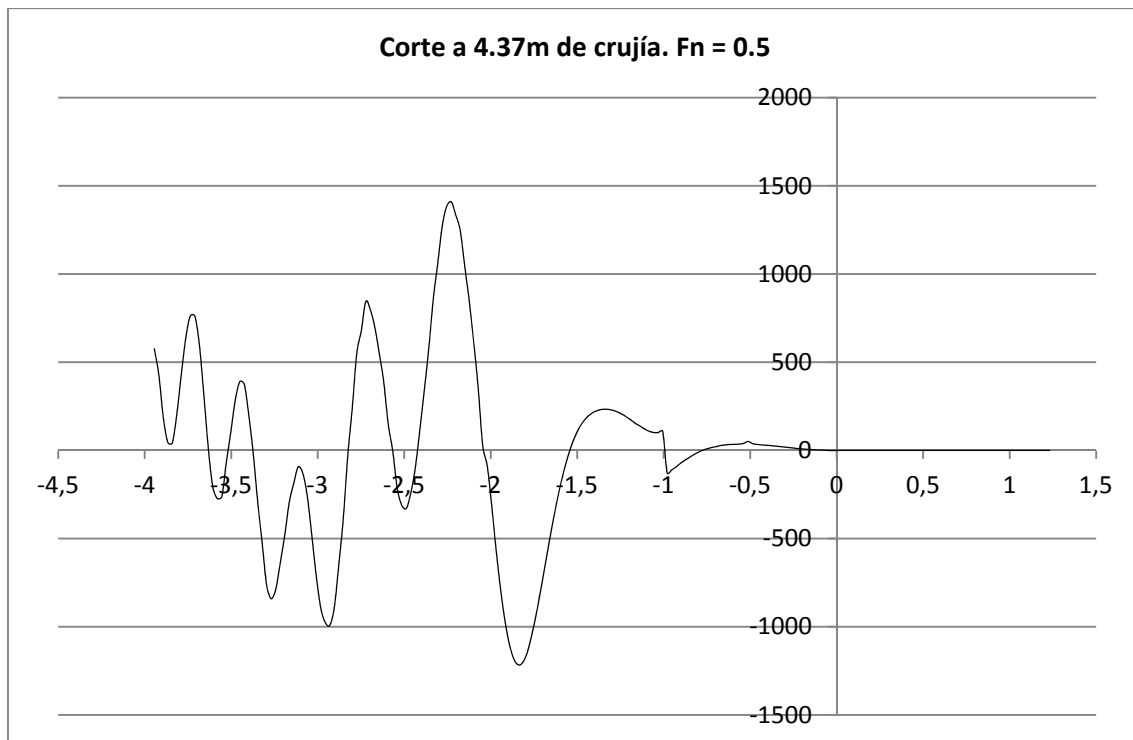
Se presentan a continuación diferentes cortes de ola para la misma velocidad:



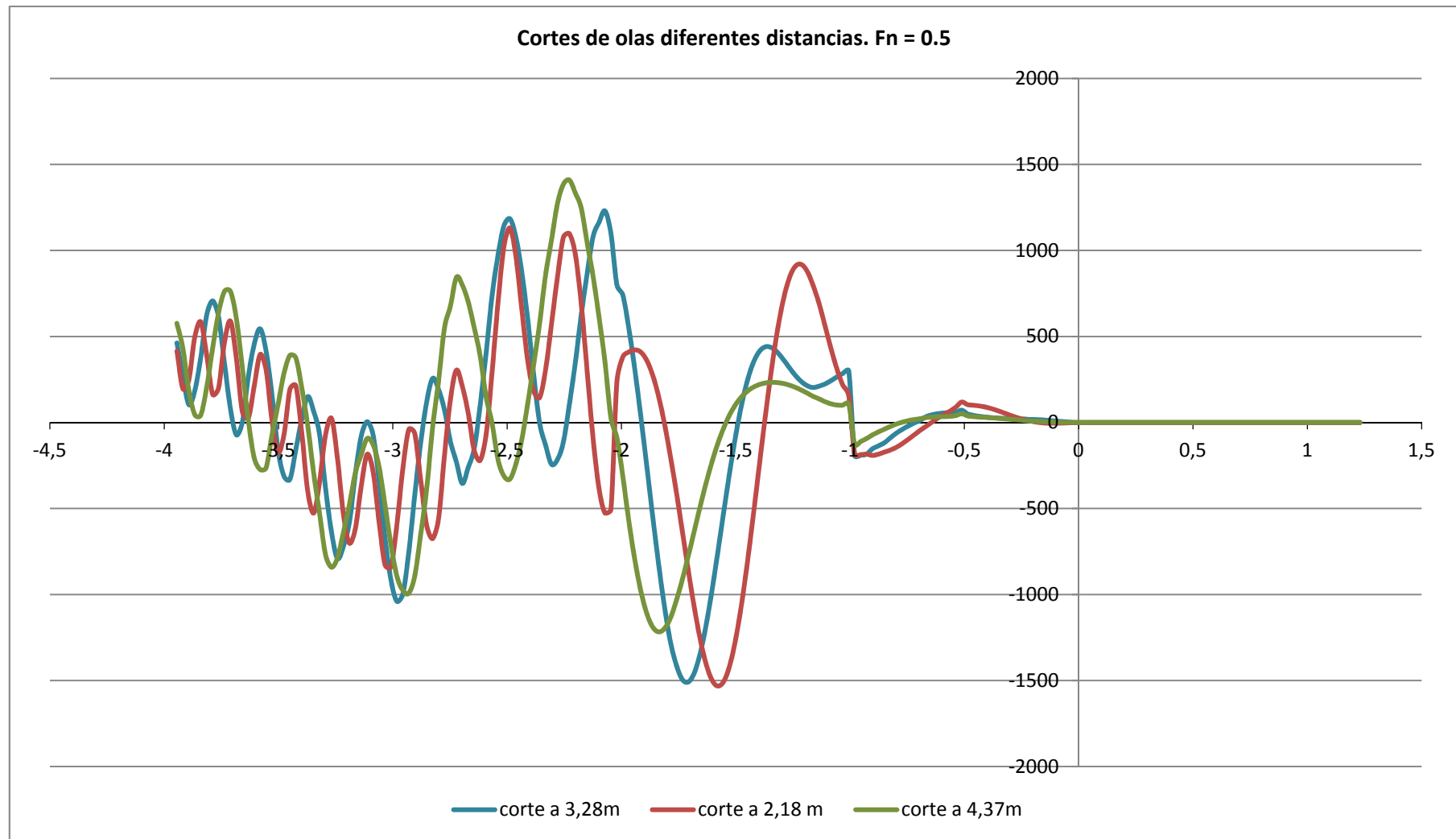
Gráfica 1.6: Altura de ola (mm) generada por la Carena 0. Corte a 2.18m de crujía. $F_n = 0.5$



Gráfica 1.7: Altura de ola (mm) generada por la Carena 0. Corte a 3.28m de crujía. $F_n = 0.5$



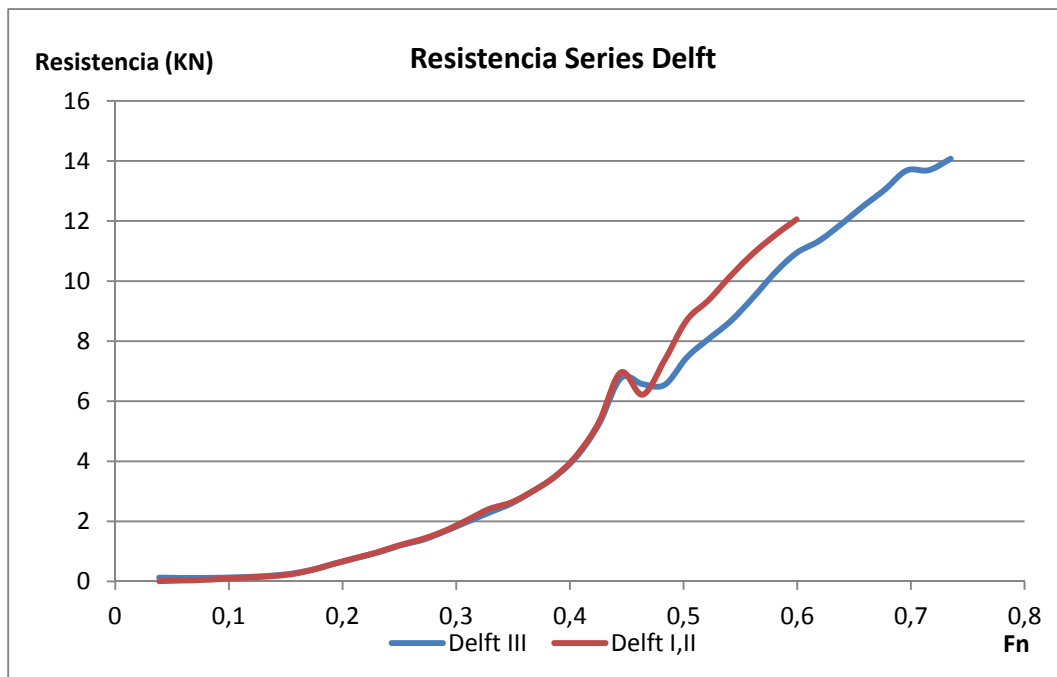
Gráfica 1.8: Altura de ola (mm) generada por la Carena 0. Corte a 4.37m de crujía. $F_n = 0.5$



Gráfica 1.9: Alturas de ola (mm) generadas por la Carena 0. $F_n = 0.5$ Diferentes cortes

5.3 Cálculo de la resistencia residuo según las Series Delft

Estimación de la resistencia residuo según los algoritmos de las series Delft de la Carena 0 para un rango de velocidades de 0 a 19 nudos, número de Froude de 0,735:



Gráfica 1.10: Resistencia Residuo calculada mediante las Series Delft I,II y Series Delft III

5.4 Sistematización del análisis de carenas

Para realizar un estudio de forma sistemática, se procede a calcular una magnitud que no tiene significado físico, pero que proporciona una buena indicación de las bondades de un diseño: la integral de la altura de ola. Para ello:

- Se hace correr la carena a una velocidad concreta en Hullspeed con una malla de 200x100 nodos, obteniendo así la deformada de la superficie libre, disponiendo de 100 cortes en planos paralelos a cruzía con 200 puntos cada uno.

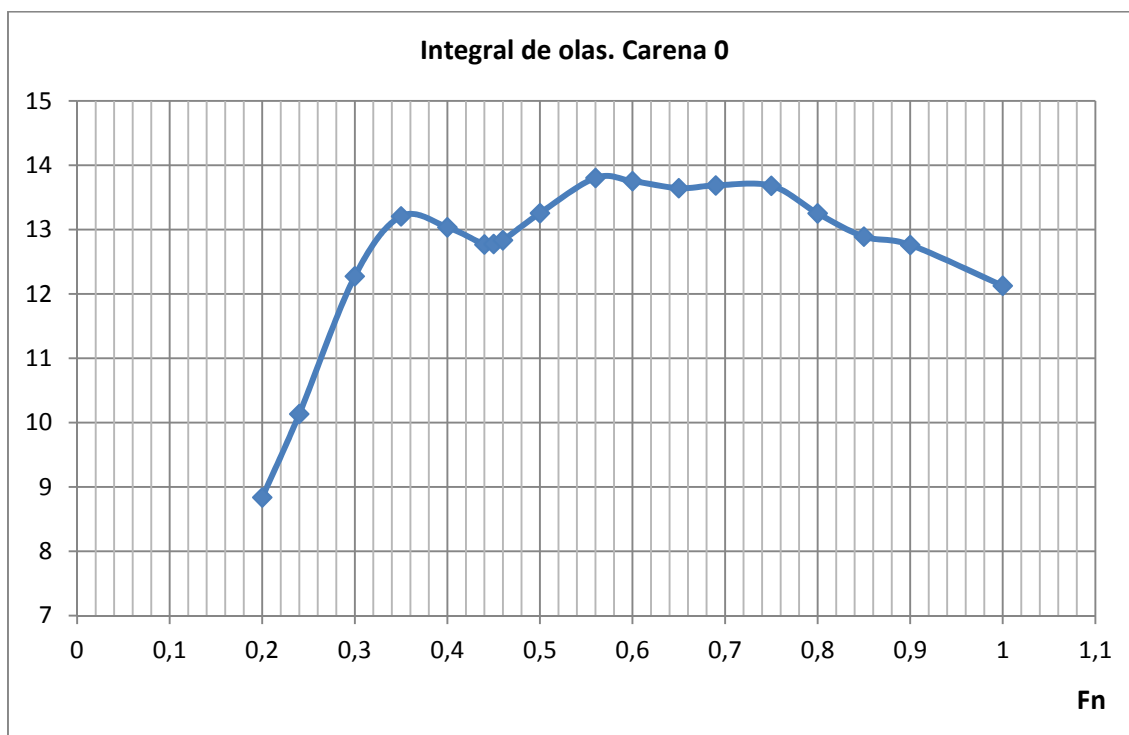
- Se toman 12 cortes longitudinales, al igual que los representados en las figuras anteriores, situados a las siguientes distancias de cruzía, en mm:

0; 1092.57; 2185.14; 3277.71; 4370.28; 5462.85; 6555.42; 7647.99; 8740.56; 9833.13; 11471.98 y 13383.98

- Se calcula la integral de cada una de las 12 curvas mediante el método de Simpson y se suman todas. De esta forma se obtiene, *grosso modo*, una idea del tamaño de las

olas generadas por cada carena que, repito, no tiene significado físico, pero al estar relacionadas la resistencia por formación de olas con el tamaño de las mismas, este valor nos da una indicación de dicha resistencia.

- Se realiza este cálculo para cada velocidad y así se obtiene la curva de resistencia en función del número de Froude, como la indicada a continuación, correspondiente a la carena 0:



Gráfica 1. 11: Resistencia por formación de olas de la Carena 0, estimada integrando la altura de ola en 12 cortes.

- Por otro lado, se calcula la resistencia proporcionada por el algoritmo de las Series de Delft, proporcionado por Hullspeed. (ver *Gráfica 1.10*)

- Repitiendo el proceso para cada una de las carenas dibujadas se puede obtener una buena gráfica comparativa de la resistencia por formación de olas de cada barco para cada velocidad, y así poder tomar una decisión sobre qué modelo escoger.

6 DESARROLLO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS

A continuación se irán dibujando distintas carenas con Maxsurf y se evaluarán como se ha descrito en el epígrafe anterior, con el fin de poder comparar su rendimiento y poder tomar la decisión de seleccionar una de ellas.

En primer lugar se partirá de la carena base, Carena 0, de la que se irán modificando ciertos parámetros, especialmente aquellos con los que se calcula la resistencia en las Series Delft: el desplazamiento Δ , relación $L/\nabla^{1/3}$, el coeficiente prismático C_p , posición longitudinal del centro de carena LCB y las relaciones L/B , B/T y $A_{wl}/\nabla^{2/3}$, factor de carga, que relaciona el volumen de carena con el área de flotación, factor importante a altas velocidades donde entran en juego fuerzas de sustentación hidrodinámica.

De forma muy sucinta puede decirse que, en general, un aumento de los parámetros anteriores resulta beneficioso para barcos que pretenden desarrollar altas velocidades. Especialmente C_p y LCB, ya que se trata de obtener una carena planeadora. Por otro lado, cuanto menor desplazamiento y mayor eslora siempre será mejor. La relación de manga y calado tiene una influencia más incierta, además, la manga interviene en otros aspectos importantes como la estabilidad.

6.1 Carena 01

Para realizar la primera alternativa se empleó la herramienta de Maxsurf *Transformación Paramétrica*, aplicada a la Carena 0. Esta transformación varía ciertos parámetros manteniendo las formas del casco originales. Se buscó aumentar el coeficiente prismático C_p y retrasar el LCB, centro longitudinal de flotación, manteniendo similares el desplazamiento, eslora y manga de flotación, quedando como parámetro libre el calado de la carena. Tanto la eslora como la manga totales se mantienen iguales, 18.288 y 5.74m, respectivamente.

A continuación se muestran las características hidrostáticas de la Carena 01, comparadas con su carena base, y la diferencia de valores entre ambas:

6.1.1 Características hidrostáticas de la Carena 01

Tabla 1.3: Comparación entre la Carena 01 y su carena base, Carena 0

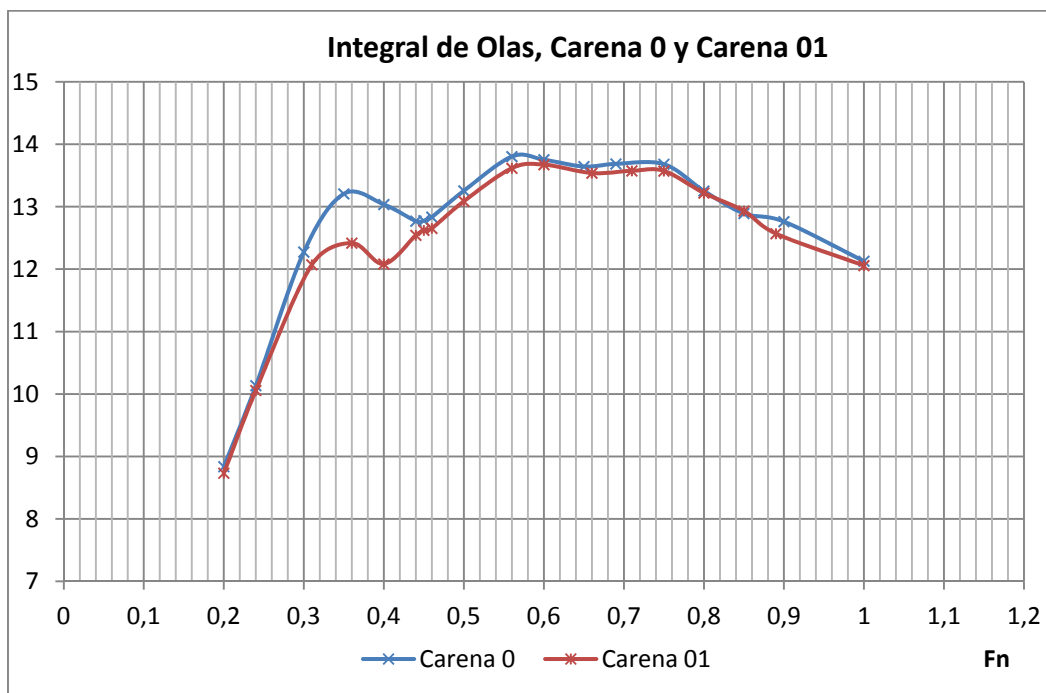
		CARENA 0	CARENA 01	diferencia 01 - 0
Desplazamiento	kg	8061,2	8064	2,8
Volumen	m ³	7,864625158	7,867361749	0,002736591
Calado carena	mm	287,1	269,7	-17,4
Eslora flotación Lwl	mm	18018,1	18039,9	21,8
Manga flotación Bwl	mm	3981,5	4004,8	23,3
Superficie mojada	m ²	52,5517329	53,3567371	0,8050042
Sección máxima	m ²	0,7590207	0,726717	-0,0323037
Área flotación	m ²	51,5918559	52,448189,7	0,8563338
Cp		0,575	0,6	0,025
Cb		0,382	0,404	0,022
Cm		0,723	0,73	0,007
Cwp		0,719	0,726	0,007
LCB desde extremo proa	% Lwl	-56,158	-56,9	-0,742
LCF desde extremo proa	%Lwl	-60,128	-59,985	0,143
KB	mm	188,8	175	-13,8
KG	mm	287,1	269,7	-17,4
BMt	mm	6543,6	6701,7	158,1
BMI	mm	120131,5	126465,8	6334,3
GMt	mm	6445,3	6607	161,7
GMI	mm	120033,2	126371,1	6337,9
KMt	mm	6732,4	6876,7	144,3
KMI	mm	120320,3	126640,9	6320,6
Ton. cm Immersion (TPc)	T/cm	0,529	0,538	0,009
MTc	T·m	0,537	0,565	0,028
Momento adrizante 1deg $M = GMt \cdot \Delta \cdot \sin(1)$	kg·mm	906779,1	929850,2	23071,1
L/B		4,52545523	4,504569517	-0,020886
B/T		13,86799025	14,84909158	0,981101
Cp		0,575	0,6	0,025
LCB		-56,158	-56,9	-0,742
L/Vol ^{1/3}		9,060447541	9,070357802	0,00991
Awp/Vol ^{2/3}		13,04555216	13,25900973	0,213458

La columna *diferencia* es la resta de los valores de la Carena 01 menos los de la 0, por lo que valores positivos significan un aumento, y están marcados en verde, mientras que los negativos son una disminución y están resaltados en rojo (a excepción de LCB y LCF, que por ser valores de por sí negativos, la diferencia negativa implica que están situados más a popa, por tanto, en verde).

Las últimas filas, sombreadas en azules, muestran los parámetros en adimensionales que se basan las Series Delft.

6.1.2 Comparación de la integral de ola

Se calcula la integral de la superficie libre generada por la Carena 01 a distintas velocidades y se compara con la de su carena base:

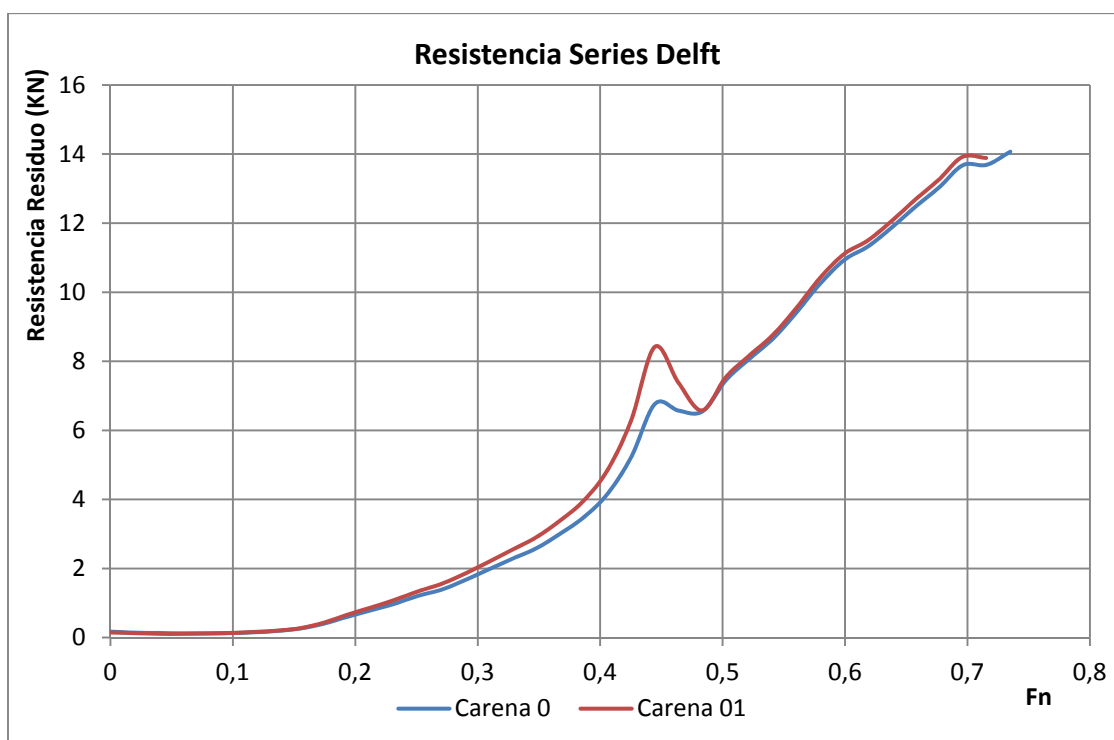


Gráfica 1.12: Comparación de la integral de las olas generadas por la Carena 0 y la 01

Como puede observarse a simple vista, la Carena 01 presenta una mejora en todos los rangos de velocidad, por lo que resulta más eficiente.

6.1.3 Comparación de la resistencia residuo según las series Delft

Proporcionada por Hullspeed, se calcula la resistencia residual de cada carena según la Serie Delft III. Se emplea solamente ésta ya que la I y la II sólo cubren hasta 15 nudos. Hay que señalar que el propio programa indica que algunas dimensiones de las carenas se salen de los rangos válidos de aplicación de este método, por lo que los resultados pueden estar sujetos a errores.



Gráfica 1.13: Comparación de la resistencia residuo calculada por las Series Delft III, Carena 0 y 01

Se observa en este caso un resultado contradictorio, pues este método predice una resistencia mayor de la Carena 01 en todo el rango de velocidades. Se procede a realizar una tercera carena, a partir de la 01 para ver si se llega a una conclusión más clara.

6.2 Carena 02

6.2.1 Características hidrostáticas de la Carena 02

Se procedió a evolucionar la Carena 01 de la misma forma que ésta se evolucionó a partir de la Carena 0, aumentando C_p con la herramienta de Maxsurf *Transformación Paramétrica*, manteniendo constantes eslora, manga y desplazamiento, pero se observó que el programa aumentaba el coeficiente prismático a base de añadir volumen en la proa, haciéndola demasiado llena: aumentando considerablemente el semiángulo de entrada y engordando las cuadernas, dándoles una forma más en U. Por tanto, se procedió a realizar una transformación manual, añadiendo más volumen en la popa, haciéndola más ancha y plana, y afinando las líneas de agua en la proa, consiguiendo una forma en V más estilizada. Ya que $C_p = \nabla / A_m \cdot L_{wl}$, para aumentar el coeficiente prismático hay que intentar disminuir la sección máxima, reduciendo la manga en

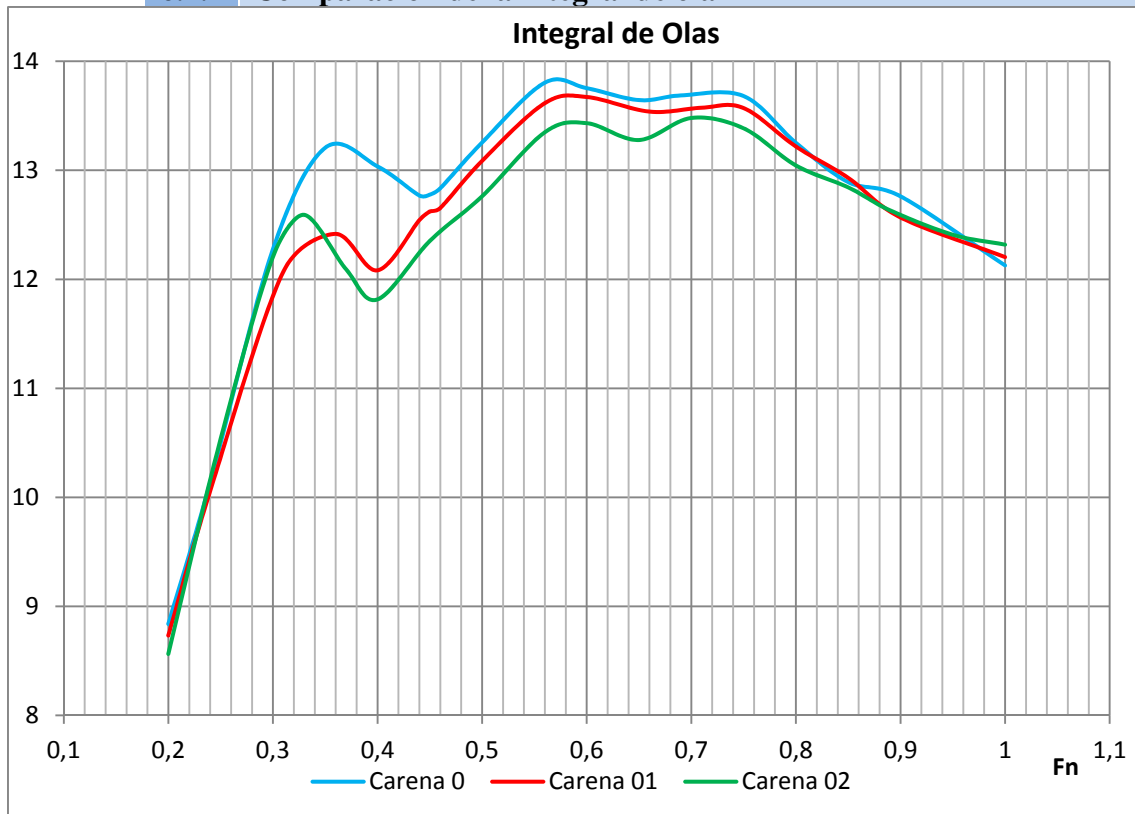
flotación. También se redujo ligeramente la eslora. De esta forma se consiguió mantener un desplazamiento similar. La eslora y la manga totales se mantienen constantes.

Se presenta a continuación una tabla comparativa de las tres carenas:

Tabla 1.4: Comparación de las características hidrostáticas de la Carena 02 con la 0 y la 01

		CARENA 0	CARENA 02	diferencia 02-0	CARENA 01	diferencia 02-01
Desplazamiento	Kg	8061,2	8068,3	7,1	8064	4,3
Volumen	m ³	7,86462516	7,87153535	0,00691	7,86736175	0,00417
Calado carena	mm	287,1	279,2	-7,9	269,7	9,5
Eslora flotación Lwl	mm	18018,1	17781,8	-236,3	18039,9	-258,1
Manga flotación Bwl	mm	3981,5	3833,4	-148,1	4004,8	-171,4
Superficie mojada	m ²	52,5517329	50,5686651	-1,9831	53,3567371	-2,7881
Sección máxima	m ²	0,7590207	0,712476	-0,04654	0,726717	-0,01424
Área flotación	m ²	51,5918559	49,5157582	-2,0761	52,4481897	-2,9324
Cp		0,575	0,621	0,046	0,6	0,021
Cb		0,382	0,414	0,032	0,404	0,01
Cm		0,723	0,732	0,009	0,73	0,002
Cwp		0,719	0,726	0,007	0,726	0
LCB desde extremo proa	% Lwl	-56,158	-58,188	-2,03	-56,9	-1,288
LCF desde extremo proa	%Lwl	-60,128	-60,904	-0,776	-59,985	-0,919
KB	mm	188,8	179,6	-9,2	175	4,6
KG	mm	287,1	279,1	-8	269,7	9,4
BMt	mm	6543,6	5910,6	-633	6701,7	-791,1
BMI	mm	120131,5	116053,6	-4077,9	126465,8	-10412
GMt	mm	6445,3	5811,1	-634,2	6607	-795,9
GMI	mm	120033,2	115954	-4079,2	126371,1	-10417
KMt	mm	6732,4	6090,2	-642,2	6876,7	-786,5
KMI	mm	120320,3	116233,1	-4087,2	126640,9	-10408
Ton. cm Inmersión (TPc)	T/cm	0,529	0,508	-0,021	0,538	-0,03
MTc	T·m	0,537	0,526	-0,011	0,565	-0,039
Momento adrizante 1deg: $M=GMt \cdot \Delta \cdot \sin(1)$	kg·mm	906779,1	818266,7	-88512	929850,2	-111584
L/B		4,52545523	4,63864976	0,11319	4,50456952	0,13408
B/T		13,8679903	13,7299427	-0,138	14,8490916	-1,1191
Cp		0,575	0,621	0,046	0,6	0,021
LCB		-56,158	-58,188	-2,03	-56,9	-1,288
L/Vol ^{1/3}		9,06044754	8,93900619	-0,1214	9,0703578	-0,1314
Awp/Vol ^{2/3}		13,0455522	12,5132599	-0,5323	13,2590097	-0,7457

Al igual que en la Tabla 1.3, los valores sombreados en verde implican un aumento de la Carena 02 con respecto a las otras, y los rojos un decremento.

6.2.2 Comparación de la integral de ola

Gráfica 1.14: Integral de la altura de olas de las tres carenas

6.2.3 Comparación de la resistencia residuo según las series Delft

Gráfica 1.15: Comparación de la Resistencia Residual por el método de las Series Delft III de las tres carenas

En este caso se observa que ambos métodos predicen un mejor comportamiento de la Carena 02 a altas velocidades. Según la integral de altura de olas, la Carena 02 presenta menor resistencia que la Carena 0 hasta un F_n de 0,95, aproximadamente, y es mejor que

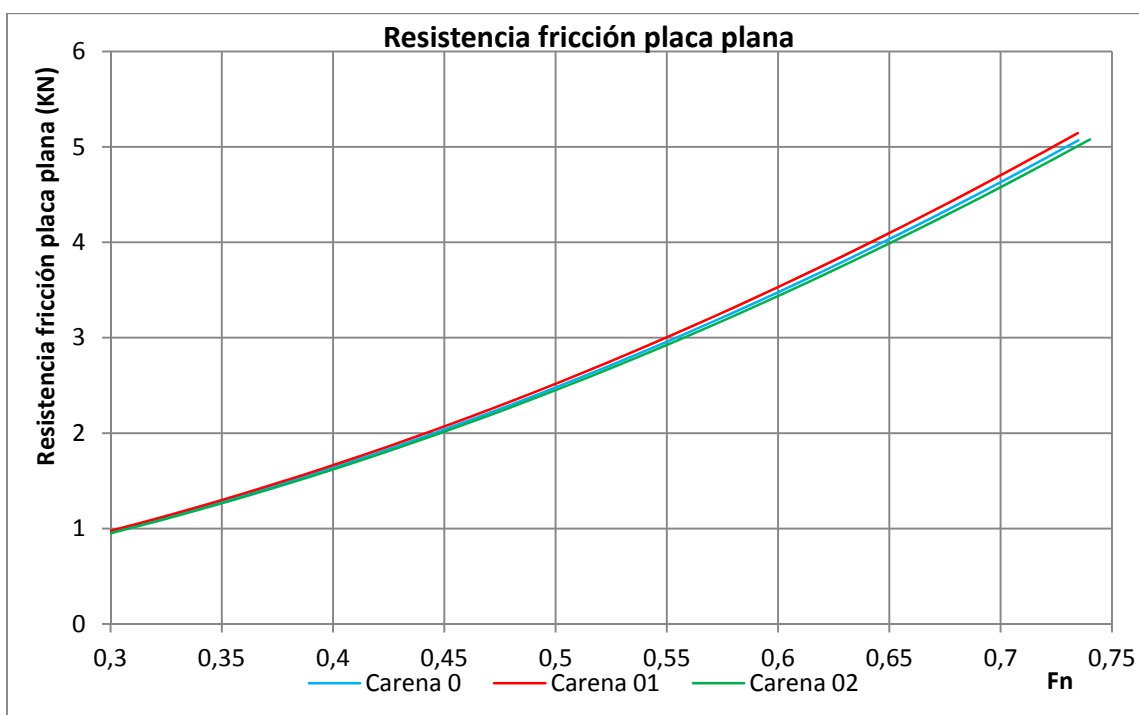
la Carena 01 a partir de un número de Froude de 0.35, y hasta 0,86. El método de las Series Delft cifra el F_n a partir del cual se da esta superioridad en 0.45, siendo, para velocidades inferiores, mayor la resistencia de la Carena 02 que la de las otras dos (este método no calcula la resistencia para $F_n > 0.74$, por lo que no se puede saber si coincidiría o no con la integral de las olas).

La resistencia total es la suma de la resistencia residual, calculada anteriormente por las Series Delft, más la resistencia de fricción de placa plana equivalente (véase Figura 1.2). Esta última componente de la resistencia se puede calcular fácilmente mediante la línea de fricción ITTC-57:

$$C_{fpp} = \frac{0.075}{(\log Rn - 2)^2}$$

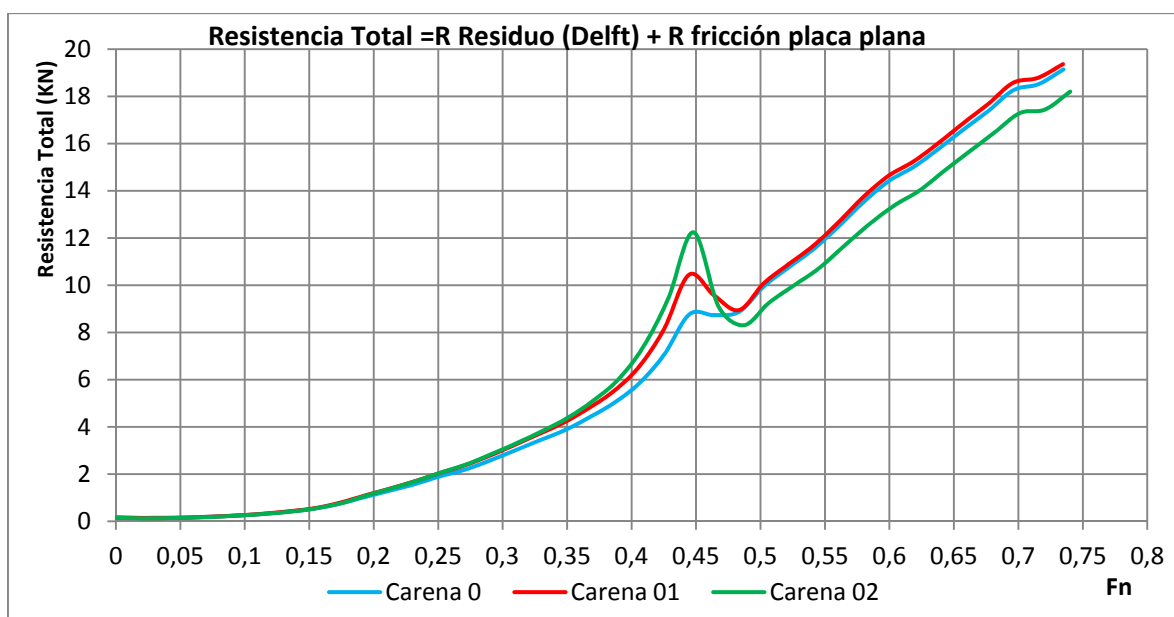
$$R_{fpp} = 0'5 \cdot \rho \cdot Sm \cdot V^2 \cdot C_{fpp}$$

Como se observa en las expresiones anteriores, dicha resistencia depende de la superficie mojada y del número de Reynolds, cuya única variable aquí es la eslora en flotación (que varía muy poco de unas carenas a otras). Por tanto, el factor más influyente es la superficie mojada. Como se ve en la Tabla 1.4, la Carena 02 es la que presenta una menor superficie mojada de las tres, por lo que su resistencia de fricción de placa plana será menor, hecho que queda patente en la siguiente gráfica:



Gráfica 1.16: Comparación de la resistencia de fricción de placa plana equivalente de las tres carenas. Origen de abscisas en 0.3 para poder apreciar mejor las diferencias entre las tres curvas.

La suma de ambas resistencias nos da la resistencia total al avance de cada carena:



Gráfica 1.17: Comparación de la Resistencia Total al avance de las tres carenas

6.3 Conclusiones y elección de carena

El análisis de la resistencia de fricción de placa plana no viene sino a confirmar que la carena que presenta una menor resistencia al avance es la Carena 02, ya que estos barcos son capaces de desarrollar altas velocidades, y en una circunnavegación se navega la mayor parte del tiempo con vientos portantes, que son los que permiten alcanzar dichas velocidades y una condición de planeo. Por tanto, de estas tres carenas, la mejor opción es la **Carena 02**. El hecho de que esta carena presente mayor resistencia que las otras dos a partir de números de Froude de 0,86 y 0,95 no afecta al razonamiento anterior, pues dichos números se corresponden con velocidades de 22,07 y 24,36 nudos, muy elevadas. Téngase en cuenta que el actual récord de distancia recorrida en 24 horas está establecido en 21,1 nudos de media y, aunque dicha media implica velocidades puntuales mayores, lo lógico es buscar una carena óptima para un rango de números de Froude más amplio.

7 REFERENCIAS

ALÁEZ JA, CARRILLO EJ, RUIZ DE ELVIRA M. (2000) “Copa América. Ensayos de veleros: metodología de ensayos e influencia de parámetros en la selección de la carena” XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona.

BAQUERO A. (2005) “Teoría del buque, lecciones de resistencia al avance” Edición 2005, ETSIN, Madrid

ESPINOSA J. (2011) “Diseño y optimización de formas. Hidrodinámica”, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona

Formation Design Systems. (2007) Hullspeed version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Maxsurf version 13, user manual.

GERRITSMA J, KEUNING JA, ONNINK R (1993). “The Delft systematic yacht hull experiments (Series II)” The tenth Chesapeake sailing yacht symposium

International Monohull Open Class Association (I.M.O.C.A) (2010) Open 60’ ISAF International Class. “Class Rules 2010”

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) “Principles of Yacht Design” 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

PRADA A. “Estabilidad y comportamiento en la mar”, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona 2011

THOMSON A. (2010) “Hugo Boss Open 60 for sale”

JOURDAIN R. (2009) “Veolia Environnement technical specifications. Document for sale”

www.accionasailing.com

www.barcelonaworldrace.com

www.guillaumeverdier.com

www.jp dick.com

www.imoca.com

www.safran-sailingteam.com

www.vplp.fr

www.sailingworld.com

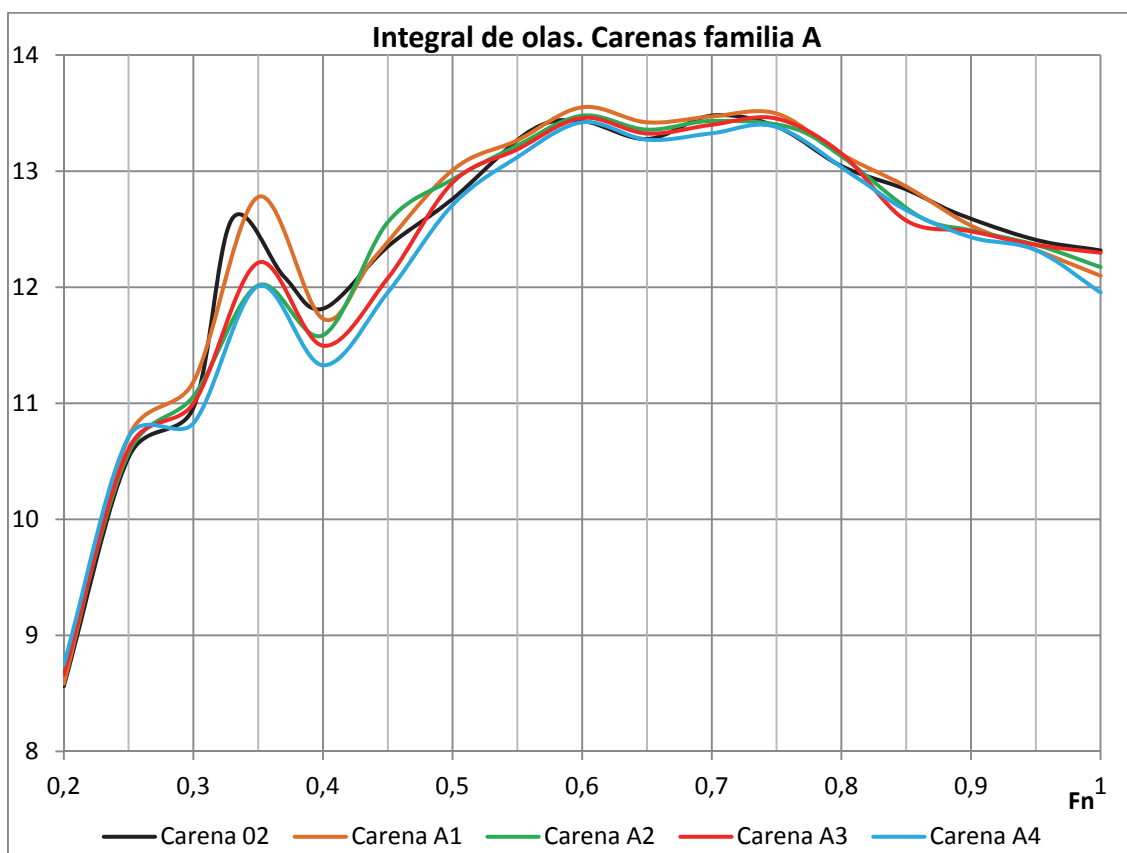
1	CREACIÓN DE FORMAS	
1.1	Creación del casco	2
1.2	Creación de los apéndices	7
1.2.1	Orza	8
1.2.2	Timones	12
1.2.3	Derivas (daggerboards)	15
1.2.4	Perfiles de los apéndices elegidos	18
2	CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD	
2.1	Introducción	19
2.2	Ángulo de escora inicial	20
2.3	Ángulo de pérdida de estabilidad (AVS)	20
2.4	Momento adrizante máximo	21
2.5	Ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación (AVS _{wc})	22
3	COEFICIENTES DE BLOQUE, FLOTACIÓN Y MAESTRA	23
4	CURVA DE ÁREAS SECCIONALES	24
5	REFERENCIAS	25
6	ANEXO. PLANO DE FORMAS	26

1 CREACIÓN DE FORMAS

1.1 Creación del casco

Para el desarrollo de las formas de la carena se parte de la Carena 02, última de las dibujadas en el cuaderno anterior, cuya forma se intentará optimizar. Dicha carena está basada en los datos de partida, obtenidos de regresiones a partir de la base de datos. Si se presta atención al año de diseño de cada barco de la tabla se observa una tendencia en reducción del desplazamiento (permitido por el avance de los materiales y los métodos de cálculo de la estructura), por lo que los barcos botados a partir de 2010 desplazan unos 7700 kg (con excepción del *Acciona*), considerablemente menos que el punto de partida de este proyecto (8456 kg).

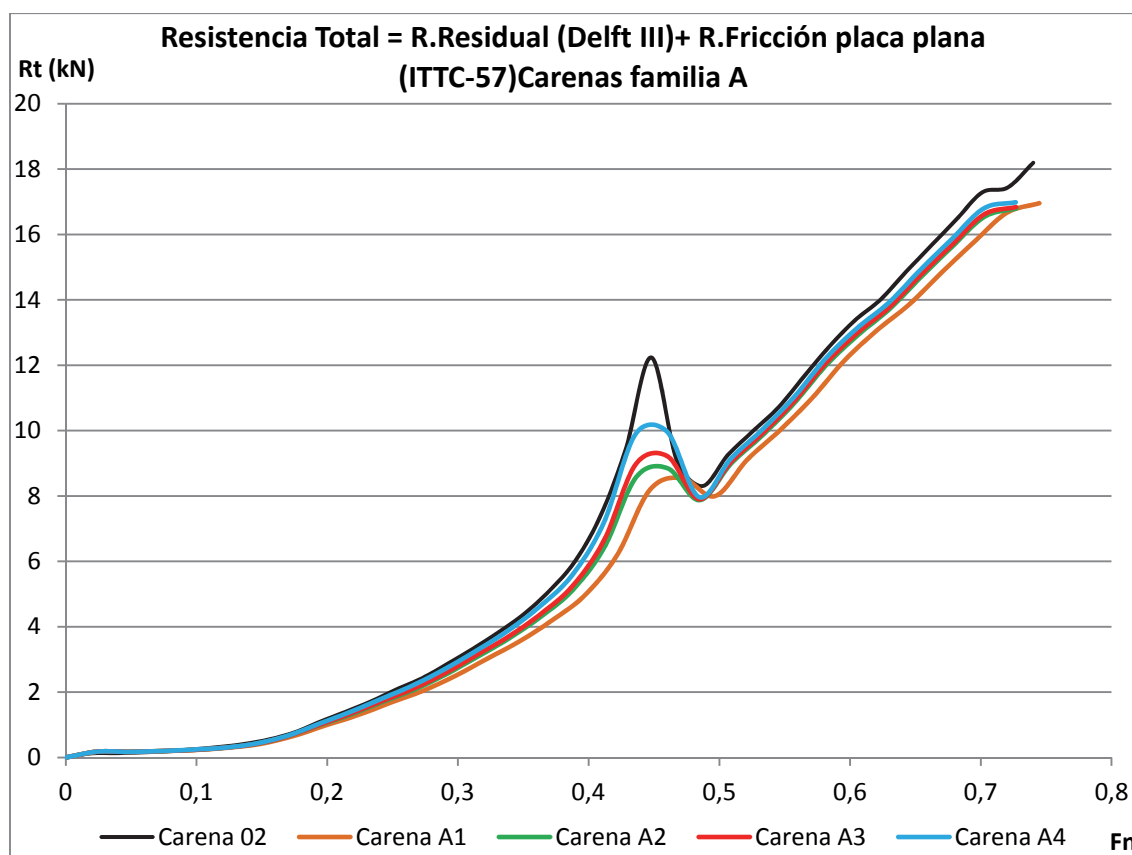
Por tanto se decide ensayar una nueva familia de carenas, denominada Familia A, en la que se reduce el desplazamiento del barco en unos 500kg, así como la manga total, dejándola en 5.70m. Con este nuevo punto de partida se dibuja la primera carena, denominada Carena A1, de la que se irán realizando evoluciones. El proceso de análisis es el mismo que el explicado en el Cuaderno 1. Sólo se realizarán cambios en la carena, permaneciendo los apéndices iguales (con un desplazamiento total en volumen de 0.383m^3). La eslora y manga máximas se dejan constantes.



Gráfica 2. 1.- Integrales de las olas generadas por las carenas de la familia A y la carena 02

Tabla 2. 1.- Comparativa de las características de las carenas de la familia A y la carena 02

	Carena 02	Carena A1	dif A1-02	Carena A2	dif A2-A1	Carena A3	dif A3-A2	Carena A4	dif A4-A3
Desplazamiento	kg	8068,3	7497,6	-570,7	7499,9	2,3	7493,6	-6,3	7497,2
Calado carena	m	279,2	296	16,8	293	-3	290,3	-2,7	282,9
Lwl	m	17781,8	17904,7	122,9	17931,1	26,4	17949,6	18,5	17960,6
Bwl	m	3833,4	3889,3	55,9	3881,6	-7,7	3858,7	-22,9	3851,2
Superficie mojada	m ²	50568665,1	49030311,3	-1538353,8	48972216	-58095	48945998	-26218,7	49337140
Sección máxima	m ²	712476	701575,1	-10900,9	692803,7	-8771,4	681453,4	-11350,3	662680,1
Área de flotación	m ²	49515758,2	48046121,5	-1469636,7	47984477	-61644,2	47945842	-38635	48354910
Cp		0,621	0,582	-0,039	0,589	0,007	0,598	0,009	0,615
Cb		0,414	0,355	-0,059	0,359	0,004	0,364	0,005	0,374
Cm		0,732	0,663	-0,069	0,662	-0,001	0,663	0,001	0,662
Cwp		0,726	0,69	-0,036	0,689	-0,001	0,692	0,003	0,699
LCB (desde proa)	% Lwl	-58,188	-57,627	0,561	-58,064	-0,437	-58,029	0,035	-58,224
LCF (desde proa)	%Lwl	-60,904	-60,379	0,525	-60,465	-0,086	-60,385	0,08	-60,185
KB	mm	179,6	196,2	16,6	196,5	0,3	191,2	-5,3	185,5
KG	mm	279,1	295,9	16,8	295,9	0	290,2	-5,7	282,9
BMT	mm	5910,6	5854,5	-56,1	5792	-62,5	5735,2	-56,8	5749,4
BMI	mm	116053,6	119387,2	3333,6	120965,2	1578	121968	1002,8	126514,1
GMT	mm	5811,1	5754,8	-56,3	5692,6	-62,2	5636,3	-56,3	5652
GMI	mm	115954	119287,4	3333,4	120865,8	1578,4	121869,1	1003,3	126416,8
KMI	mm	6090,2	6050,7	-39,5	5988,5	-62,2	5926,5	-62	5934,9
KMI	mm	116233,1	119583,4	3350,3	121161,7	1578,3	122159,3	997,6	126699,6
Inmersión (TPc)	T/cm	0,508	0,492	-0,016	0,492	0	0,491	-0,001	0,496
MTC	T·m	0,526	0,5	-0,026	0,506	0,006	0,509	0,003	0,528
Momento adrizante 1deg M= GMt·Δ·sin(1°)	kg·mm	818266,7	753015,3	-65251,4	745114,4	-7900,9	737121,3	-7993,1	739540,4
L/B		4,638649763	4,60357905	-0,0350707	4,6195126	0,01593352	4,651722	0,03221	4,663637
B/T		13,72994269	13,13952703	-0,5904157	13,247782	0,10825454	13,29211	0,04433	13,61329
Cp		0,621	0,582	-0,039	0,589	0,007	0,598	0,009	0,615
LCB		-58,188	-57,627	0,561	-58,064	-0,437	-58,029	0,035	-58,224
L/Vol ^{1/3}		8,939006186	9,223612871	0,28460669	9,2362676	0,01265476	9,248372	0,012105	9,252553
Awp/Vol ^{2/3}		12,51325995	12,75047521	0,23721526	12,73151	-0,0189651	12,72835	-0,00316	12,83282



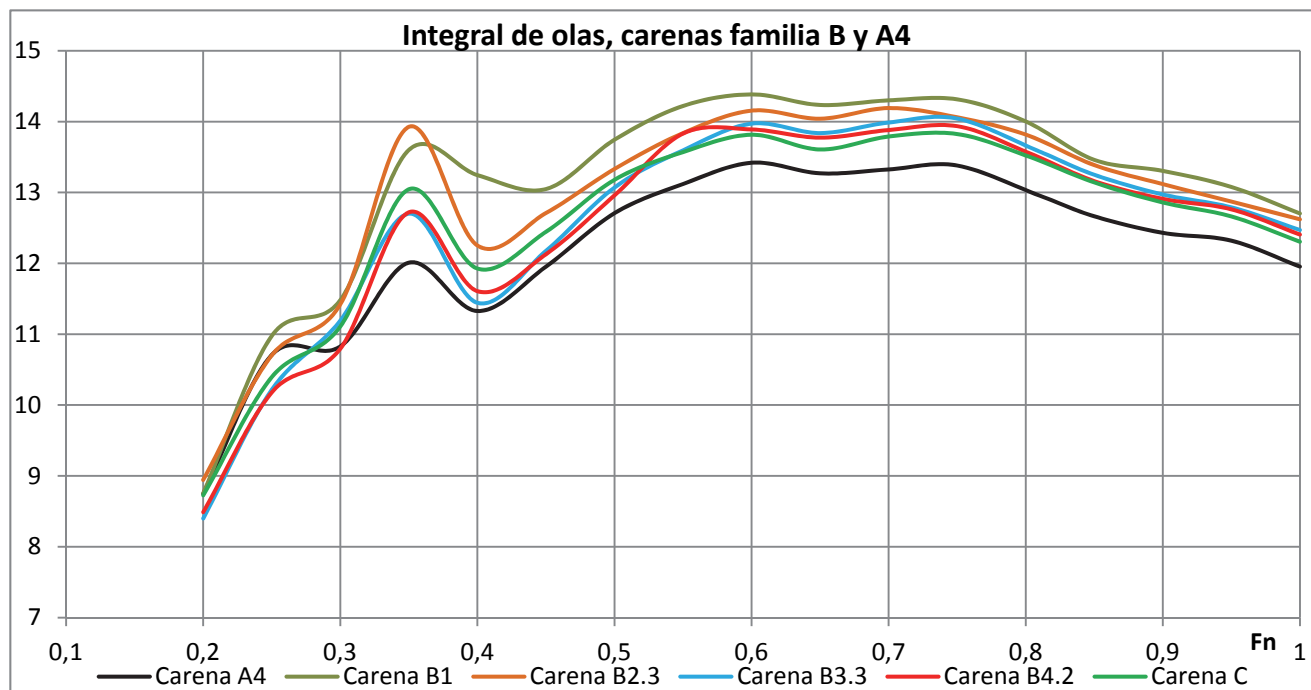
Gráfica 2.2.- Resistencia total, en kN, calculada como la suma de la resistencia residual obtenida por las series Delft III y la resistencia de fricción de placa plana equivalente, calculada según la línea de fricción ITTC-57

Se observan resultados contradictorios entre ambos métodos, y ambos presentan sus defectos. Como las características de estos barcos se alejan considerablemente del rango de aplicación de las series Delft, parece más fiable el método de las integrales de olas, en el que se observa que la Carena A4 es la que produce menores olas. Sí que se observa en esta última gráfica que la Carena A4 presenta menos resistencia que la 02, que es lo que interesa.

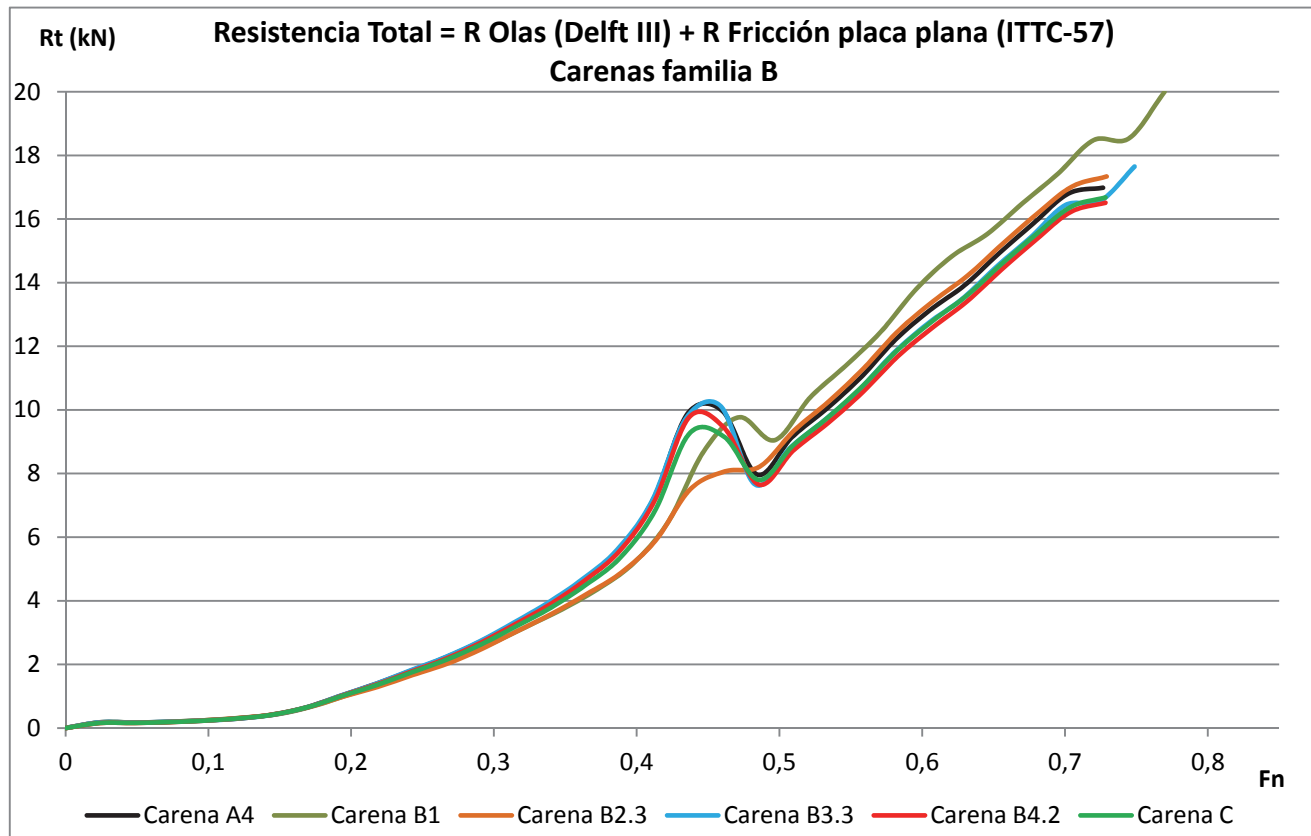
Se ha optimizado la familia de carenas A, pero en el proceso se ha ido deformando la forma del barco, alejándolo de la realidad, ya que al reducir progresivamente la manga y retrasar tanto el LCB se obtiene un área de flotación demasiado triangular, con la manga máxima prácticamente en popa. Esta falta de volumen en las secciones medias de la carena no resulta aceptable, ya que afectaría a la estabilidad del barco y, como puede verse en la tabla comparativa anterior, el momento adrizante se reduce considerablemente. Y estos barcos necesitan momento por formas (independientemente del conseguido con el bulbo y agua de lastre) para poder soportar la superficie vélica.

Por tanto se decide ensayar otra familia, denominada Familia B, procurando llegar a una carena con igual o menor resistencia pero mayor momento adrizante. A continuación se presentan las gráficas de las nuevas carenas, por el método de la

integral de olas y el de las series Delft, así como la tabla comparativa de las características de cada carena, comparadas con la carena que se busca mejorar, la A4.



Gráfica 2.3.- Integrales de las olas generadas por las carenas de la familia B y la carena A4



Gráfica 2.4 Resistencia total, en kN, calculada como la suma de la resistencia residual obtenida por las series Delft III y la resistencia de fricción de placa plana equivalente, calculada según la línea de fricción ITTC-57

Tabla 2. 2.- Comparativa de las Carenas de la familia B y la carena A4

		Carena B1	Carena B2.3	Carena B3.3	Carena B4.2	Carena C	dif C- B4.2	Carena A4	dif C-A4
desplazamiento	kg	7433,2	7472,2	7507,1	7551	7453,3	-97,7	7497,2	-43,9
calado	m	0,2859	0,2593	0,2636	0,2624	0,2662	0,0038	0,2829	-0,0167
Lwl	m	18,0851	17,8361	18,0631	17,8798	17,8799	0,0001	17,9606	-0,0807
Bwl	m	3,9913	3,9781	3,8718	3,8484	3,8989	0,0505	3,8512	0,0477
superficie mojada	m ²	51,851061	49,9503183	48,800503	48,514050	48,679438	0,16539	49,337140	-0,657702
sección máxima	m ²	0,6648045	0,7235157	0,6640579	0,6786742	0,6753741	-0,0033	0,66268	0,01269
área de flotación	m ²	50,719683	48,9459195	47,666102	47,397022	47,63502	0,238	48,35491	-0,719886
Cp		0,603	0,565	0,611	0,607	0,602	-0,005	0,615	-0,013
Cb		0,351	0,396	0,397	0,408	0,392	-0,016	0,374	0,018
Cm		0,708	0,775	0,754	0,757	0,728	-0,029	0,662	0,066
Cwp		0,703	0,69	0,682	0,689	0,683	-0,006	0,699	-0,016
LCB desde proa	%L _{wl}	-54,45	-57,197	-59,06	-59,229	-58,49	0,739	-58,224	-0,266
LCF desde proa	%L _{wl}	-61,07	-61,017	-62,362	-62,186	-61,755	0,431	-60,185	-1,57
KB		190,4	165,3	168,8	167	165,6	-1,4	185,5	-19,9
KG		285,9	259,2	263,5	262,4	265,8	3,4	282,9	-17,1
BMt		6845,4	6427,9	5875,3	5786,4	5946,6	160,2	5749,4	197,2
BMI		131183,5	117795,2	119134,1	115984,2	116336,4	352,2	126514,1	-10177,7
GMt		6750	6334	5780,6	5691	5846,5	155,5	5652	194,5
GMI		131088,1	117701,3	119039,4	115888,8	116236,2	347,4	126416,8	-10180,6
KMt		7035,9	6593,2	6044,1	5953,4	6112,2	158,8	5934,9	177,3
KMI		131373,9	117960,6	119302,9	116151,2	116502	350,8	126699,6	-10197,6
Inmersión (TPc)	T/cm	0,52	0,502	0,489	0,486	0,488	0,002	0,496	-0,008
MTc	T·m	0,539	0,493	0,495	0,489	0,485	-0,004	0,528	-0,043
Momento adrizante 1deg M= GMt·Δ·sin(1) (kg·mm)		875662,5	825996,4	757356,1	749982,9	760501,9	10519	739540,4	20961,5
L/B		4,53113	4,48357256	4,6652978	4,646035	4,585883	-0,06015	4,663637	-0,07775
B/T		13,96048	15,3416892	14,688164	14,66616	14,64651	-0,01965	13,61329	1,033215
Cp		0,603	0,565	0,611	0,607	0,602	-0,005	0,615	-0,013
LCB	%L _{wl}	-54,45	-57,197	-59,06	-59,229	-58,49	0,739	-58,224	-0,266
L/Vol ^{1/3}		9,343361	9,19867683	9,3012953	9,189018	9,229038	0,04002	9,252553	-0,02351
Awp/Vol ^{2/3}		13,53758	13,0186939	12,638977	12,51884	12,69139	0,172551	12,83282	-0,14143

No se consigue alcanzar el rendimiento de la Carena A4 según el método de la integral de olas, pero aún así se escoge como carena definitiva la **Carena C**, ya que, según este método, es la que ofrece menos resistencia de todas las de la familia B y cuenta con mucho más momento adrizante que la Carena A4.

En el Anexo de este Cuaderno se presenta el plano de formas de la carena.

1.2 Creación de los apéndices

Los apéndices son perfiles que, al recibir el flujo de un fluido, generan una fuerza de sustentación perpendicular a la superficie del perfil. Como contrapartida, también generan una fuerza de arrastre. En un velero los apéndices son el timón, que como en todo barco se emplea para mantener el rumbo, y la orza que es un plano anti deriva, es decir, contrarresta la fuerza lateral que ejerce el viento sobre las velas y que tiende a mover el barco de lado cuando se navega en ceñida. En este tipo de veleros que cuentan con orza pivotante, al levantar la orza hacia barlovento se pierde este plano anti deriva, por lo que es necesario añadir otro plano, las orzas de deriva, o *daggerboards*. Se colocan dos, una a cada banda, elevables, de modo que sólo la de sotavento esté dentro del agua.

Para determinar la sección de los tres tipos de apéndices se estudiarán los perfiles NACA.

Los perfiles NACA

La característica más importante de cualquier apéndice es su perfil, ya que éste determinará las fuerzas de sustentación y arrastre. Los perfiles más empleados en la náutica son los NACA de 4 dígitos, y las series 63 y 65.

Los perfiles NACA de 4 dígitos, por ejemplo 0018, funcionan mejor en régimen turbulento, por lo que suelen emplearse en los timones. La nomenclatura hace referencia a la forma del perfil, los dos primeros dígitos se refieren a la línea media, siendo 00 una recta y, por tanto, un perfil simétrico. Los dos últimos indican el espesor del perfil en % de la cuerda. En este ejemplo, el espesor es el 18% de la cuerda.

Los perfiles de las series 63 y 65 funcionan mejor en régimen laminar, por lo que se emplean en las orzas. Su nomenclatura es por ejemplo 63-015 o 65-021, e indica que presentan el máximo valor de la fuerza de sustentación en el 30% y 50% de la cuerda, respectivamente. Los otros tres dígitos indican lo mismo que en los perfiles de 4 dígitos.

Para el estudio de los perfiles se emplea el programa libre Xfoil, que es un código de paneles bidimensional que calcula los valores de C_l (coeficiente de sustentación) y C_d (coeficiente de arrastre) de un perfil para cada ángulo de ataque. Procesando los datos

de salida en Excel se obtienen gráficas de ambos coeficientes en función del ángulo de ataque, o bien la curva $C_l - C_d$.

1.2.1 Orza

Al tratarse de una orza pivotante, no va a desempeñar la función de plano sustentador que contrarreste la deriva originada por las velas, por lo que sus dimensiones podrán ser menores, siempre y cuando tenga la resistencia suficiente para soportar su propio peso más el peso del bulbo.

Características de la orza:

- Longitud: la necesaria para obtener un calado de 4.5m: resulta 3.8304m
- Área lateral: lo normal en barcos de competición es tomar un valor de referencia de alrededor de 1.25% de la superficie vélica. Como ya se ha dicho anteriormente, se puede reducir este valor para intentar minimizar su tamaño. La superficie vélica se estima en unos 300m² en ceñida.
- Plano lateral: al no disponer de herramientas de cálculo más sofisticadas, se dispondrá un plano totalmente recto, produciendo una orza rectangular.
- Perfil de la orza:

Condición estructural:

De los volúmenes estimados durante la creación de las formas del casco se obtienen los pesos de la orza, que será de acero, y del bulbo, de plomo (la densidad del material del bulbo está limitada por la norma a 11400 kg/m³). Se analiza la orza como un problema de viga empotrada y en voladizo con una carga puntual en su extremo y otra carga uniformemente distribuida en toda ella.

Se analiza el momento flector en el extremo empotrado, para comprobar que la tensión máxima es menor que el límite elástico del acero; y la flecha en el extremo en voladizo, que se limitará a 10 cm, de donde se obtendrá un valor mínimo de la inercia de la sección:

$$\text{Vol. Orza} = 0.0769\text{m}^3 \text{ ---- } \rho_{\text{acero}} = 7800\text{kg/m}^3 \text{ ----- } P_o = 600\text{kg}$$

$$\text{Vol. Bulbo} = 0.2817\text{m}^3 \text{ ---- } \rho_{\text{plomo}} = 11400\text{kg/m}^3 \text{ --- } P_b = 3211\text{kg}$$

Momento flector:

$$M = P_b \cdot L + \frac{1}{2} \cdot (P_o/L) \cdot L^2 = 3211 \cdot 9.81 \cdot 3.8304 + \frac{1}{2} \cdot 600 \cdot 9.81 \cdot 3.8304 = \mathbf{130883,058 \text{ Nm}}$$

Se limita la flecha máxima a 10 cm:

$$flecha = \frac{P_b \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{\frac{P_o}{L} \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I} \leq 0.1\text{m}$$

De donde se obtiene un valor mínimo de la inercia:

$$I \geq 2,93584E-05 \text{ m}^4$$

Se empleará un acero de alto límite elástico: $\sigma_y = 355 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Y la tensión máxima: $\sigma_{\max} = M/W = M/(I/y_{\max})$, siendo y_{\max} el espesor máximo del perfil y W el módulo de la sección (en m^3). La tensión máxima no puede ser mayor que el límite elástico, por tanto:

$$\sigma_{\max} = M/W < \sigma_y;$$

$$W > M/\sigma_y = 3,69 \cdot 10^{-04} \text{ m}^3$$

Con estas condiciones geométricas se realiza la búsqueda de un perfil simétrico que minimice la componente de arrastre, no siendo necesario preocuparse por la de sustentación. Se busca entre los perfiles de las series 63 y 64 por tener mejor rendimiento en régimen laminar. Con los datos ofrecidos por Xfoil se obtiene la *Gráfica 2.5* de la página 11.

A la vista de dicha gráfica se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Las curvas presentan la misma forma: una parte casi horizontal, en que C_d apenas aumenta, hasta un valor del ángulo de ataque, a partir del cual se produce una inflexión y C_d se dispara.
- Cuanto más fino es el perfil, menor es su componente de arrastre a pequeños ángulos de ataque.
- Cuanto más fino es el perfil, menor es el ángulo hasta el que C_d permanece pequeña.
- Los perfiles de la serie 63 presentan menor C_d prácticamente para todos los ángulos que sus equivalentes de la serie 64.

Por tanto, si se prevén ángulos de ataque grandes, debería optarse por un perfil más ancho, ya que la parte horizontal de C_d aguanta durante más grados. Este tipo de barcos oceánicos navega poco tiempo en situación de ceñida, por lo que el ángulo de ataque no será, la mayor parte del tiempo, muy elevado.

Se selecciona pues un perfil de la serie 63 que cumpla los requisitos estructurales, resumidos en la siguiente tabla, en la que se ha calculado I y W para distintas cuerdas del perfil:

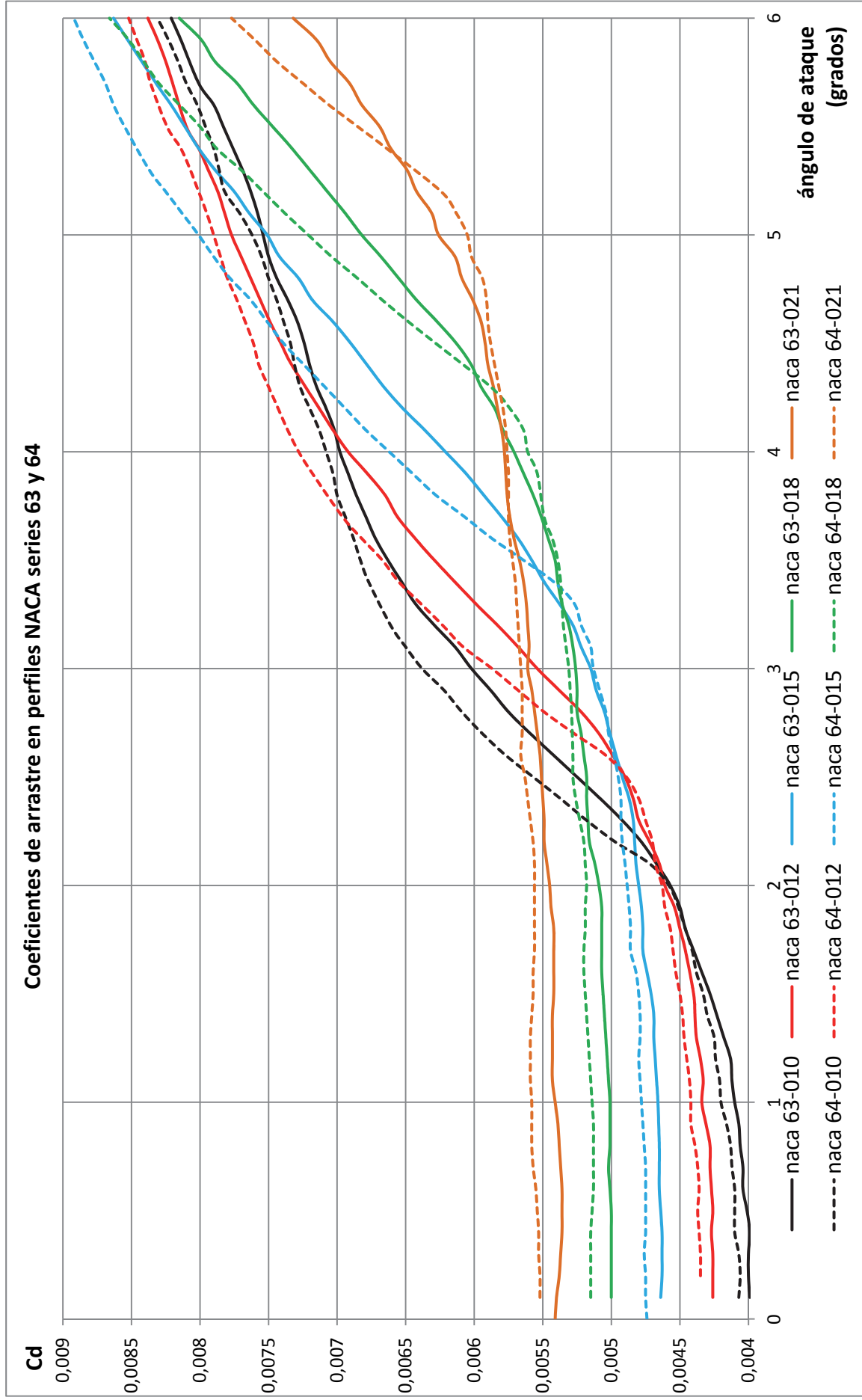
Tabla 2. 3.- Tabla comparativa de la inercia y módulo de cada sección, la tensión máxima y la fuerza de arrastre generada por cada perfil, variando la cuerda de los mismos

cuerda	perfil	espesor (m)	inercia (m ⁴)	módulo W (m ³)	tensión (MPa)	C.S.	perímetro P (m)	Cd (alfa=2°)	D=k*P*Cd (k=1)
1m	63-010	0,09996	3,52E-05	3,52E-04	374	0,948	2,01331	0,00457	0,0092008
	63-012	0,11995	6,09E-05	5,07E-04	260	1,365	2,021	0,00461	0,0093168
	63-015	0,14994	1,19E-04	7,93E-04	166	2,133	2,03447	0,0048	0,0097654
	63-018	0,17993	2,05E-04	1,14E-03	116	3,072	2,05006	0,00509	0,0104348
	63-021	0,20992	3,26E-04	1,55E-03	84,9	4,181	2,06761	0,00545	0,0112685
0.9 m	63-010	0,08996	2,31E-05	2,57E-04	514	0,691	1,81198	0,00457	0,0082807
	63-012	0,10796	3,99E-05	3,70E-04	357	0,995	1,8189	0,00461	0,0083851
	63-015	0,13495	7,80E-05	5,78E-04	228	1,555	1,83102	0,0048	0,0087889
	63-018	0,16194	1,35E-04	8,32E-04	159	2,239	1,84506	0,00509	0,0093913
	63-021	0,18892	2,14E-04	1,13E-03	116	3,048	1,86085	0,00545	0,0101416
0.8 m	63-010	0,07997	1,44E-05	1,80E-04	731	0,485	1,61065	0,00457	0,0073607
	63-012	0,09596	2,49E-05	2,60E-04	508	0,699	1,6168	0,00461	0,0074535
	63-015	0,11995	4,87E-05	4,06E-04	325	1,092	1,62757	0,0048	0,0078123
	63-018	0,14394	8,41E-05	5,85E-04	226	1,573	1,64005	0,00509	0,0083478
	63-021	0,16793	1,34E-04	7,96E-04	166	2,141	1,65409	0,00545	0,0090148
0.7 m	63-010	0,06997	8,46E-06	1,21E-04	1090	0,325	1,40932	0,00457	0,0064406
	63-012	0,08397	1,46E-05	1,74E-04	758	0,468	1,4147	0,00461	0,0065218
	63-015	0,10496	2,85E-05	2,72E-04	485	0,732	1,42413	0,0048	0,0068358
	63-018	0,12595	4,93E-05	3,92E-04	337	1,054	1,43504	0,00509	0,0073044
	63-021	0,14694	7,83E-05	5,33E-04	248	1,434	1,44733	0,00545	0,0078879

En la Tabla 2.3 se han resaltado:

- En amarillo: los perfiles que cumplen el valor mínimo de la inercia $I \geq 3,00687 \cdot 10^{-05} \text{ m}^4$ (condición de flecha máxima)
- En rojo: los que cumplen el valor mínimo del módulo $W > M/\sigma_y = 3,72 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ (condición de tensión máxima)
- En azul: los perfiles que cumplen ambas condiciones, siendo ésta la columna del coeficiente de seguridad, es decir, cuántas veces es inferior la tensión máxima producida en la orza con respecto al límite elástico del acero, que es $355 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$.

Con todos los perfiles válidos se calcula (en verde) la resistencia total $D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot (P \cdot L) \cdot C_d$ (considerando $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot L \cdot V^2 = 1$) para un ángulo de ataque de 2 grados y se busca su mínimo. El perfil que resulta tener menor resistencia total es el NACA 63-018 con una cuerda de 0.7m, sin embargo se selecciona otro perfil, con mayor espesor, el **NACA 63-021**, ya que presenta mayor coeficiente de seguridad.



Gráfica 2.5.- Coeficientes de arrastre, C_d , en función del ángulo de ataque de perfiles de diferente espesor, de las series 63 y 64

1.2.2 Timones

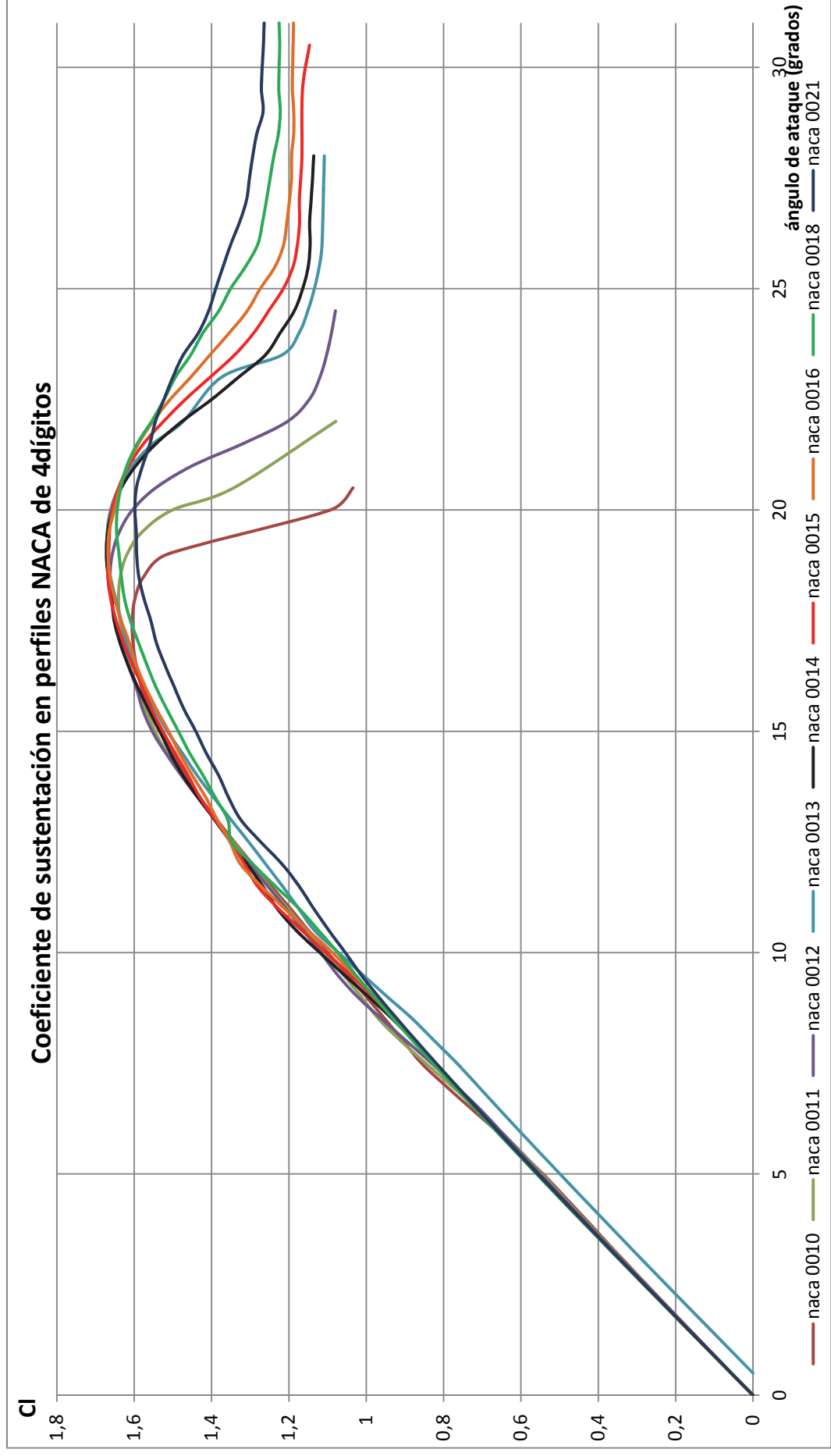
Para el estudio de los timones se sigue el mismo proceso que en el caso de la orza, con las siguientes características:

- Los timones funcionan en régimen turbulento, ya que al estar situados en la popa el flujo suele incidir muy perturbado, por lo que se estudiarán los perfiles NACA de 4 dígitos.
- La principal característica de un timón es el ángulo en que entra en pérdida, que interesa que sea el más alto posible, para asegurar el mantenimiento del rumbo. En regatas oceánicas se suele navegar con vientos portantes a favor de ola, surfeándolas, por lo que se hace imprescindible un trabajo casi continuo del timón a grandes ángulos.
- Por tanto en este caso se priorizará la sustentación frente al arrastre, y se buscará un rango de ángulos de trabajo lo más amplio posible.

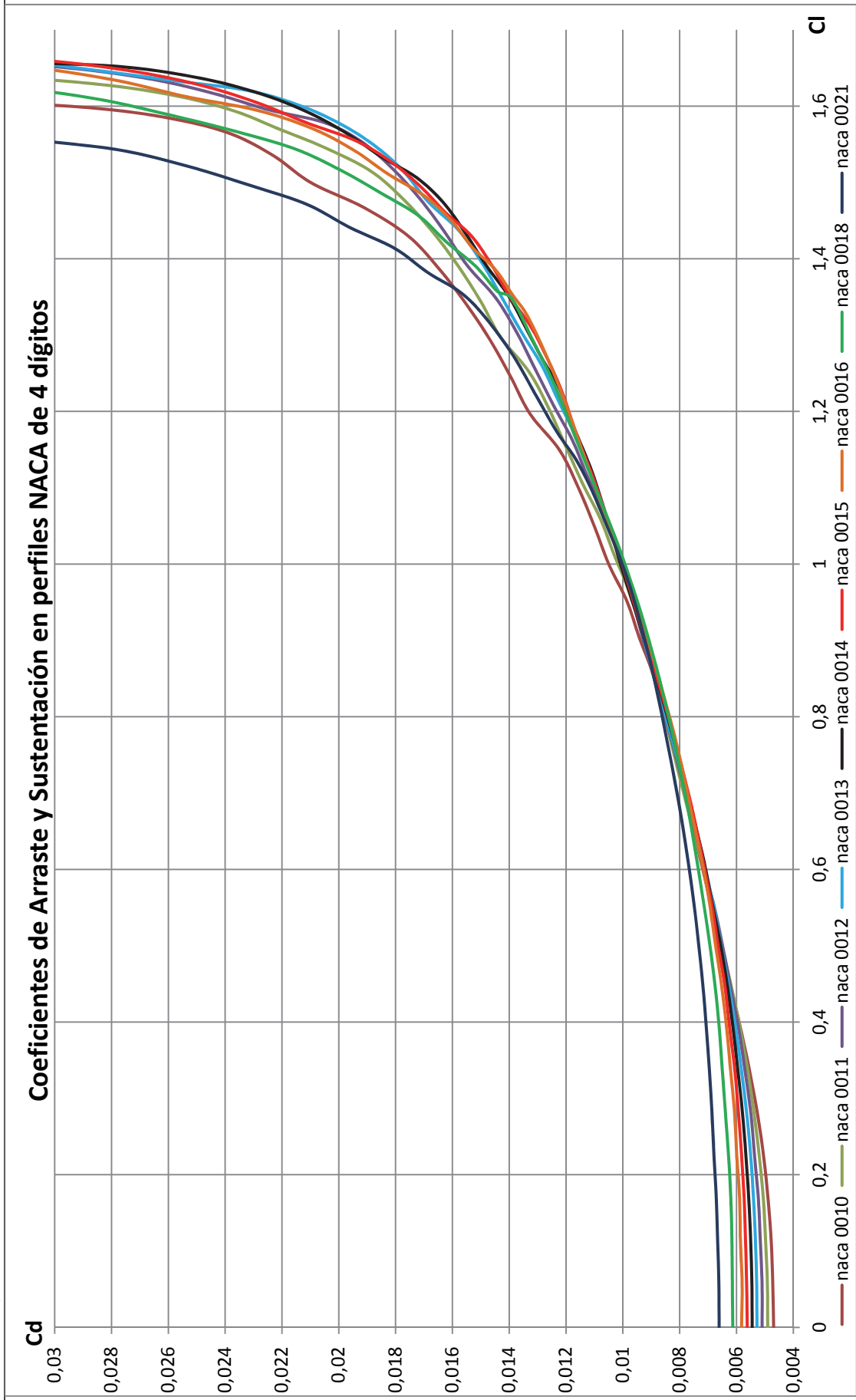
Se observan las siguientes gráficas (*Gráficas 2.6 y 2.7*): sustentación en función del ángulo de ataque y arrastre frente a sustentación.

A la vista de dichas gráficas se escoge el perfil **NACA 0016**, ya que presenta un buen ángulo de entrada en pérdida y la mayor sustentación. Es cierto que ofrece más arrastre que los perfiles NACA 0014 y 0015, pero se ha decidido priorizar la sustentación y el ángulo de ataque.

- Área lateral del timón: tomando las recomendaciones de la bibliografía y reduciéndolas, ya que son para barcos de crucero, podemos estimar el área del timón en un 0.55% de la superficie vélica, que será de unos 300m^2 . Por lo que el área quedará en unos 1.65m^2 .
- Plano lateral: se buscará un alargamiento alto y distribución lo más elíptica posible.



Gráfica 2. 3.- Coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque de diferentes perfiles de la serie NACA de 4 dígitos



Gráfica 2. 4.- Coeficiente de arraste en función del coeficiente de sustentación de diversos perfiles de la serie NACA de 4 dígitos

1.2.3 Derivas (daggerboards)

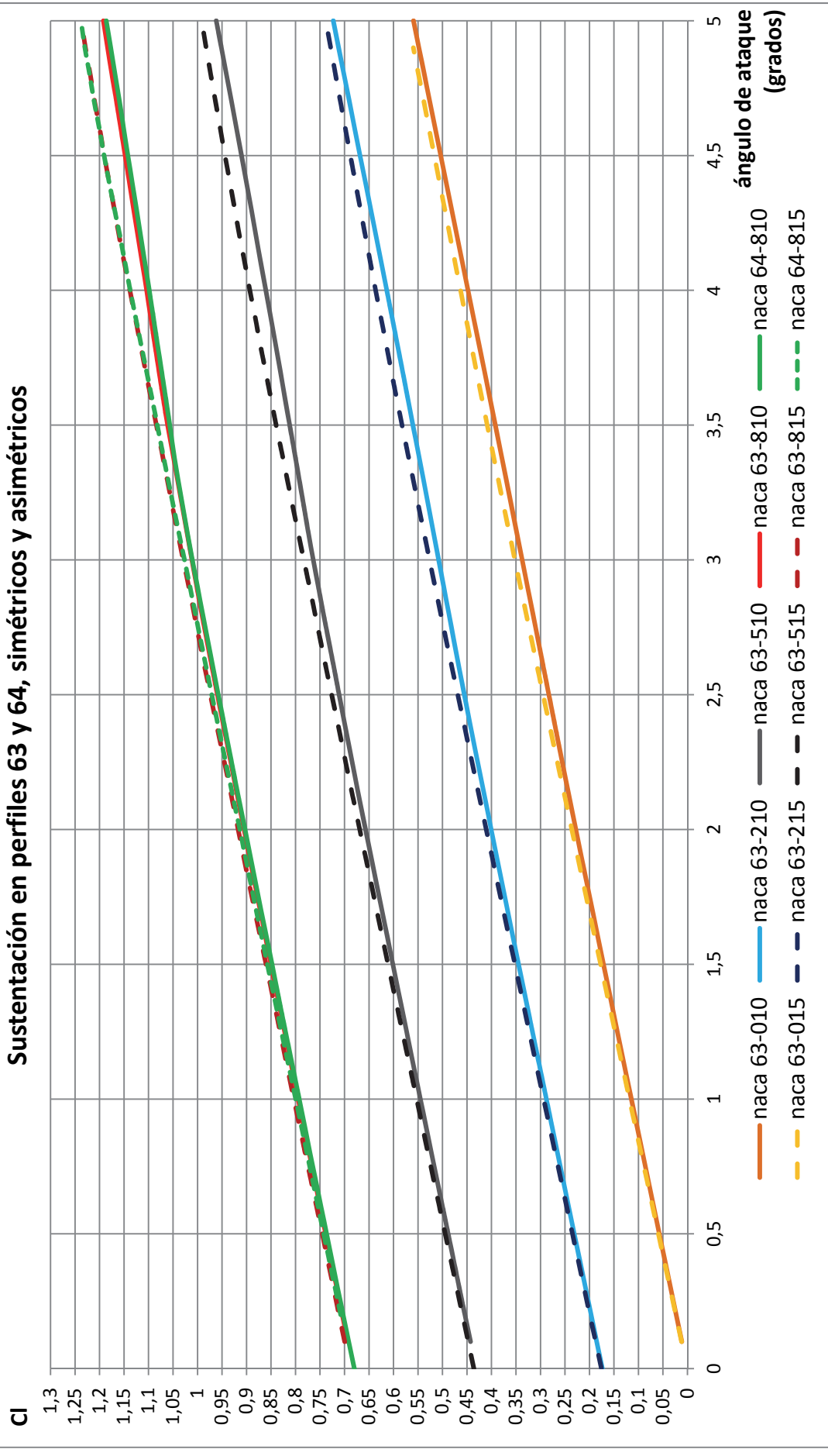
Las derivas son planos verticales que tienen como misión sustentar el barco en su ceñida contra el viento. En todos los barcos botados hasta la fecha se observa que se emplean dos derivas elevables, de modo que sólo la de sotavento esté dentro del agua. La norma OPEN 60 permite que estas orzas sean asimétricas, limitando en este caso su movimiento a un plano, que será el plano vertical.

- Área lateral: como ya se comentó en el Cuaderno 1, se reduce notablemente el valor propuesto por la bibliografía para veleros de crucero, teniendo en cuenta además que estas orzas están inclinadas, de modo que con el barco escorado quedan completamente verticales y trabajan mejor. Así, se estimarán en un 1.3% de la superficie vélica (300m^2), dando un área lateral de unos 3.9m^2 .

- Plano lateral: en fotografías de barcos reales se observa que estas orzas suelen ser rectas y rectangulares, por lo que se optará por esta forma, que además es más sencilla.

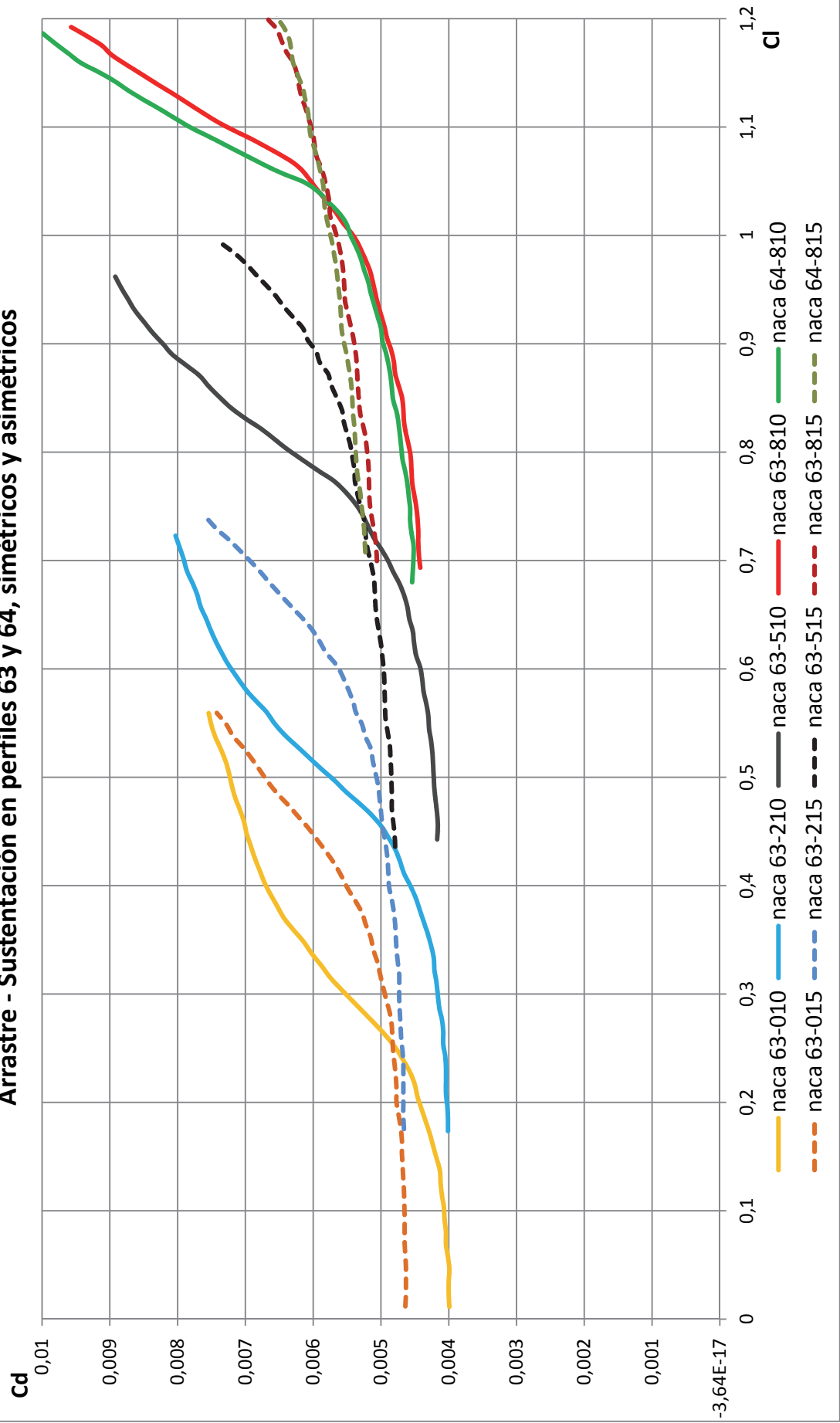
- Sección: se escogerá un perfil asimétrico, ya que cada orza va situada en un costado y sólo tendrá que producir sustentación hacia un lado. La ventaja de estos perfiles es su mayor coeficiente de sustentación, ya que incluso la producen con un ángulo de ataque nulo. Se realiza un estudio de diferentes perfiles de las series 63 y 64, de igual forma que en los apartados anteriores, con los programas Xfoil y Excel, y se obtienen las siguientes gráficas, que muestran el coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque, y el coeficiente de arrastre en función del de sustentación, donde se ha ido variando la excentricidad del perfil y su grosor.

Sustentación en perfiles 63 y 64, simétricos y asimétricos



Gráfica 2. 5.- Coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque de perfiles asimétricos de diferente espesor, de las series NACA 63 y 64

Arrastre - Sustentación en perfiles 63 y 64, simétricos y asimétricos



Gráfica 2. 6.- Coeficiente de arrastre en función del de sustentación en perfiles asimétricos de distinto espesor, de las series NACA 63 y 64

En la primera gráfica puede observarse cómo cuanto mayor sea la excentricidad del perfil (indicada por su tercer dígito) mayor es la sustentación, y que esta aumenta con la anchura del perfil.

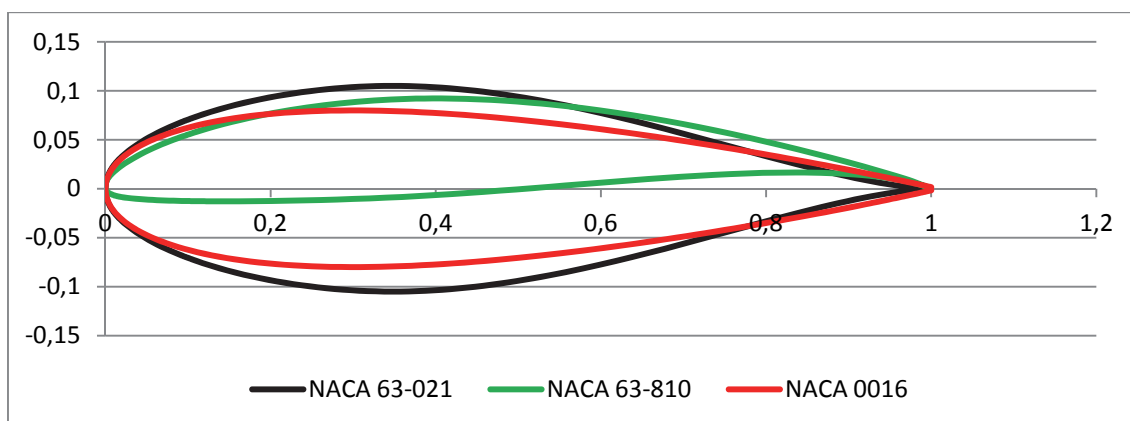
En la segunda se observa que hasta un determinado C_l (es decir, hasta un determinado ángulo de ataque, diferente para cada perfil) C_d es menor en los perfiles finos. Fijándose en los 63-8xx vemos que ese valor de C_l es 1.05, que se corresponde con unos ángulos de entre 3 y 3.5 grados, valores aceptables para la ceñida (teniendo en cuenta que las derivas no se disponen paralelas a crujía, sino que se sitúan con cierto ángulo), por lo que se escogerá el perfil más fino. El perfil de la serie 64 ofrece prácticamente la misma sustentación, pero un poco más de arrastre, por lo que el perfil elegido es el **NACA 63-810**.

- Dimensiones: para calcular las dimensiones de las derivas no hay que tener en cuenta ninguna limitación estructural, como en el caso de la orza. Se puede conseguir el área buscada de 3.9m^2 con distintas combinaciones de cuerda y profundidad. Interesa tener cierta profundidad, ya que los perfiles funcionan mejor cuanto más largo sean, pero hay que mantener cierta cuerda, porque de ella depende el espesor del perfil, y si se reduce mucho se pierde sustentación. Tras realizar varias combinaciones se llega a la siguiente solución de compromiso: profundidad de 3.2m y cuerda de 0.6m, obteniendo un perímetro de 1.2192m y un área lateral total de 3.9015m^2 .

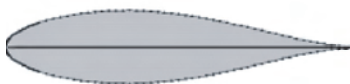
1.2.4 Perfiles de los apéndices elegidos

<i>Orza</i>	<i>Timones</i>	<i>Derivas</i>
NACA 63-021	NACA 0016	NACA 63-810

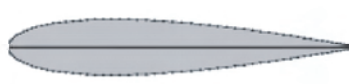
En el Anexo de este Cuaderno se presentan los planos de formas de los tres apéndices en su posición final, es decir, timones y derivas inclinados.



Sección NACA 63-021



Sección NACA 0016



Sección NACA 63-810



2 CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD

2.1 Introducción

Una vez seleccionada la carena se procede a calcular la curva de estabilidad a grandes ángulos con el objetivo de comprobar si el barco cumple con los requisitos de seguridad de las normas de clase que se incluyen a continuación:

D.2: ÁNGULO DE ESCORA INICIAL

*Debido al desplazamiento del lastre móvil, la escora medida desde la vertical **no debe exceder los 10°***

D.3: ÁNGULO DE PÉRDIDA DE ESTABILIDAD (ANGLE OF VANISHING STABILITY-AVS)

Este ángulo no debe ser menor de 127.5°.

(...)

D.4: ÁNGULO DE PÉRDIDA DE ESTABILIDAD EN LA PEOR SITUACIÓN POSIBLE (AVS WORST CASE-AVSwc)

*El valor de AVSwc en la peor configuración de lastre y orza, **debe ser mayor o igual a 110°**.*

(...)

La peor situación del ángulo de pérdida de estabilidad (AVS) es el ángulo al cual el barco vuelca cuando su orza y el agua de lastre se encuentran en su combinación menos favorable

(...)

D.5: RATIO DE LAS ÁREAS DE LA CURVA DE ESTABILIDAD

El área positiva de la curva de estabilidad debe ser al menos 5 veces mayor que el área negativa.

D.6: MOMENTO ADRIZANTE

*El **máximo momento adrizante (RM)** (todos los tanque de lastre de una banda llenos, incluyendo tanques centrales si existen, y todo el equipamiento movable en su configuración más extrema en la misma banda, orza completamente desplazada a la misma banda) **debe ser menor o igual a 32 T·m***

Estos cálculos se realizan con el módulo Hydromax del programa Maxsurf, y para ello es necesario establecer el centro de gravedad del barco teniendo en cuenta todo el equipamiento fijo. A estas alturas de proyecto este cálculo no deja de ser una aproximación *grosso modo*, ya que se desconocen la posición y peso de la mayoría de los equipos:

Tabla 2. 4.- Relación de pesos y determinación del centro de gravedad

	cantidad	masa unitaria	masa total (Kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
casco	1	2800	2800	-9,45	0	0,5
orza	1	200	200	-9,013	0	-1,876
bulbo	1	3211	3211	-9,141	0	-4,34
motor y propulsor	1	240	240	-13,13	0	0
generador	1	150	150	-8,5	0	-0,1
baterías	4	25	100	-8	0	-0,35
potabilizadora	2	140	280	-7,5	0	-0,08
bomba lastre	1	100	100	-10	0	0,3
palo, botavara...	1	600	600	-8,2	0	10
equipo cubierta	1	300	300	-13	0	1,1
anclas, cadenas...	1	100	100	-12	0	0,3
equipo electrónico	1	150	150	-10	0	0,3
Peso total y Centro de Gravedad			8431	-9,413	0	-0,736

Todos los cálculos se realizan sobre la Carena C con esta configuración de pesos, y con los apéndices desarrollados en el epígrafe anterior de este Cuaderno.

2.2 Ángulo de escora inicial

Esta condición limita el ángulo máximo de abatimiento de la orza, que será aquél que induzca en el barco una escora menor de 10 grados.

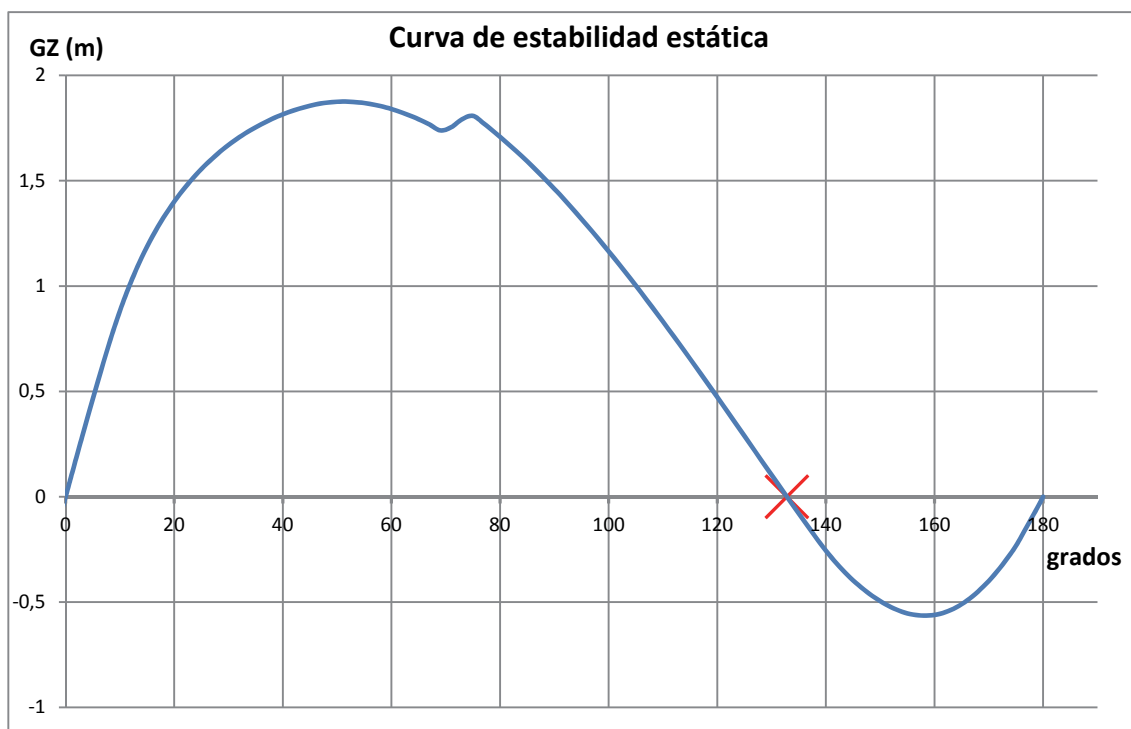
Se realiza una serie de ensayos en los que se va variando progresivamente el ángulo de abatimiento de la orza y se calcula la posición de equilibrio para cada caso, hasta que se obtiene el valor límite. El ángulo obtenido es de **37°**.

2.3 Ángulo de pérdida de estabilidad (AVS)

Se calcula la curva de estabilidad estática a grandes ángulos con la condición de carga anterior y la orza en su posición vertical, sin lastre de agua. El programa Hydromax nos da directamente la curva, y sobre ella se pueden medir:

Ángulo de pérdida de estabilidad: **132.763° > 127.5** por lo que sí cumple la condición impuesta

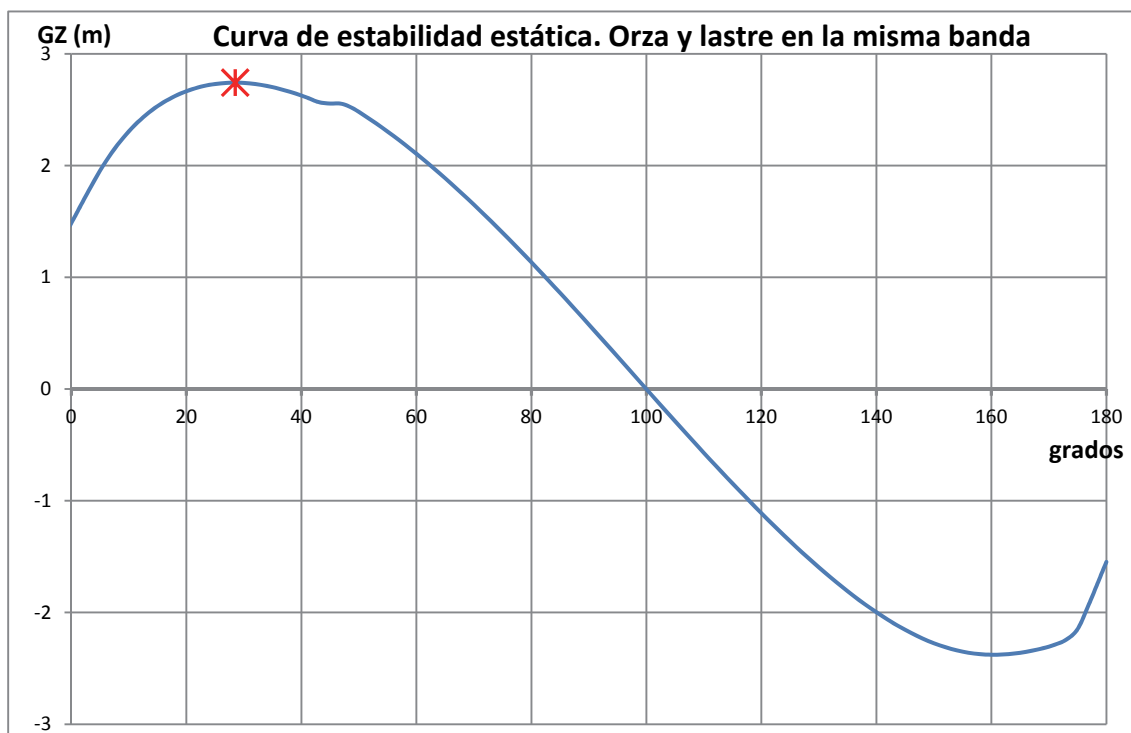
- Área positiva: 170.7 m·deg
- Área negativa: 17.5 m·deg
- Proporción de áreas: **9.754 > 5** por tanto cumple con la condición impuesta.



Gráfica 2.7.- Curva de estabilidad a grandes ángulos. Señalado en rojo el ángulo para el que el brazo del momento adrizante, GZ, es nulo y el barco volcaría. AVS=132.763°

2.4 Momento adrizante máximo

El momento adrizante máximo del barco navegando con la orza desplazada hasta su ángulo máximo y toda el agua de lastre en la misma banda está limitado a 32 T·m.



Gráfica 2.8.- Curva de estabilidad con todo el lastre y la orza desplazados a la misma banda. En rojo se indica el brazo adrizante GZ máximo: $GZ_{max} = 2.742 \text{ m}$ que se produce al ángulo 28.5°

Para realizar este cálculo hay que estimar la cantidad de agua de lastre que cabe a bordo y asegurarse de que no es demasiada para no contravenir esta norma. El programa Hydromax tiene una aplicación para la creación de tanques, con la que se prueban diferentes valores. Las únicas referencias que se tienen en la base de datos son: *Gamesa*, 4 T por banda; *Macif*, 5 T y *Virbac-Paprec3*, 8 T a cada banda. Empezando por unos 5000Kg se comprueba que aún se está muy lejos del límite permitido, por lo que se aumenta la cantidad de agua. No siempre más agua implica un mayor brazo adrizante, ya que al añadir agua se está subiendo el centro de gravedad, por lo que a veces resulta contraproducente. Tras ensayar diversos valores, se obtiene el brazo máximo con **6.9 T** de agua, que resulta ser: $GZ_{\text{máx}} = 2.742\text{m}$ Por tanto el momento máximo será:

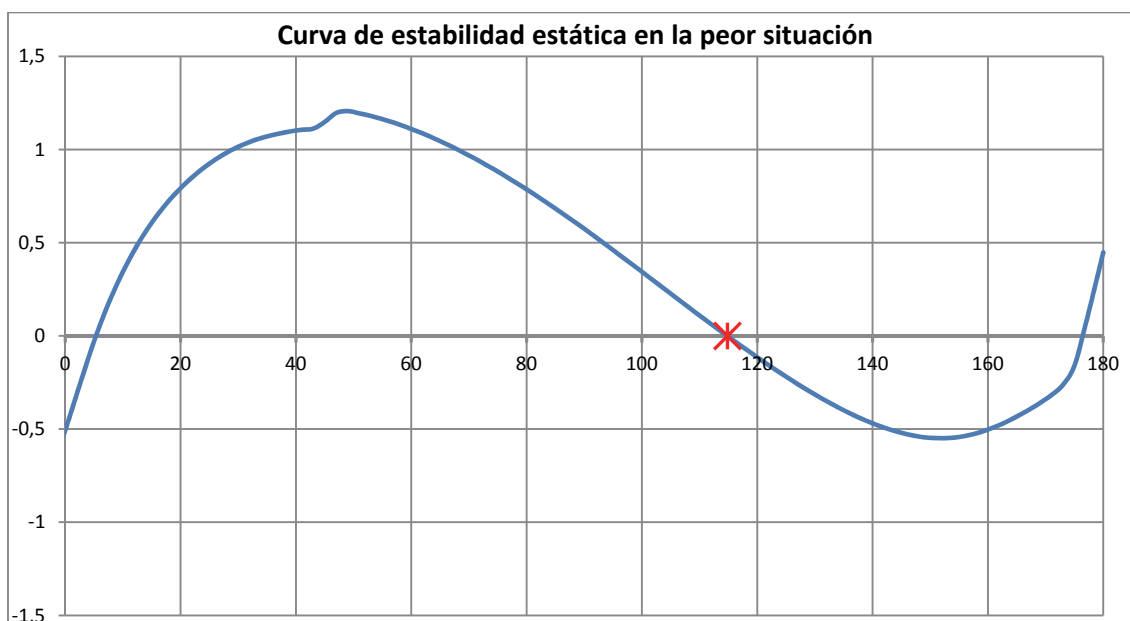
$$RM_{\text{máx}} = \Delta \cdot GZ_{\text{máx}} = 8.631 \cdot 2.742 = 23.667 \text{ T}\cdot\text{m}$$

Se observa que se cumple con creces la normativa. Llegados a este punto podría volverse atrás, a la generación de formas y desarrollar una carena con mayor estabilidad de formas, ya que hasta el límite impuesto por la norma hay margen de sobra. La decisión sobre la potencia de estos barcos, medida como momento adrizante, es muy personal, ya que cada patrón tiene unas preferencias y una forma de entender la navegación muy particulares. Se observaba en la tabla de la base de datos (*Tabla 1.1* del Cuaderno 1) que el *Hugo Boss 2* tiene una manga de 6.5m, muy por encima de la media, debido, precisamente, a que su patrón, Alex Thomson, prefiere los barcos muy potentes. De hecho, el *Hugo Boss 2* llega prácticamente al límite permitido por la norma.

2.5 Ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación (AVSwc)

Se trata de calcular la misma curva que en el caso anterior pero teniendo la orza desplazada hasta su ángulo máximo (37°) y los tanques de agua de lastre llenos en la banda contraria. El ángulo de pérdida de estabilidad ha de ser: $AVSwc \geq 110^\circ$.

Se obtiene un valor satisfactorio de **114.84°**.



Gráfica 2. 9.- Curva de estabilidad a grandes ángulos en la peor situación. Señalado en rojo el ángulo de brazo GZ nulo, que es de 114.84°

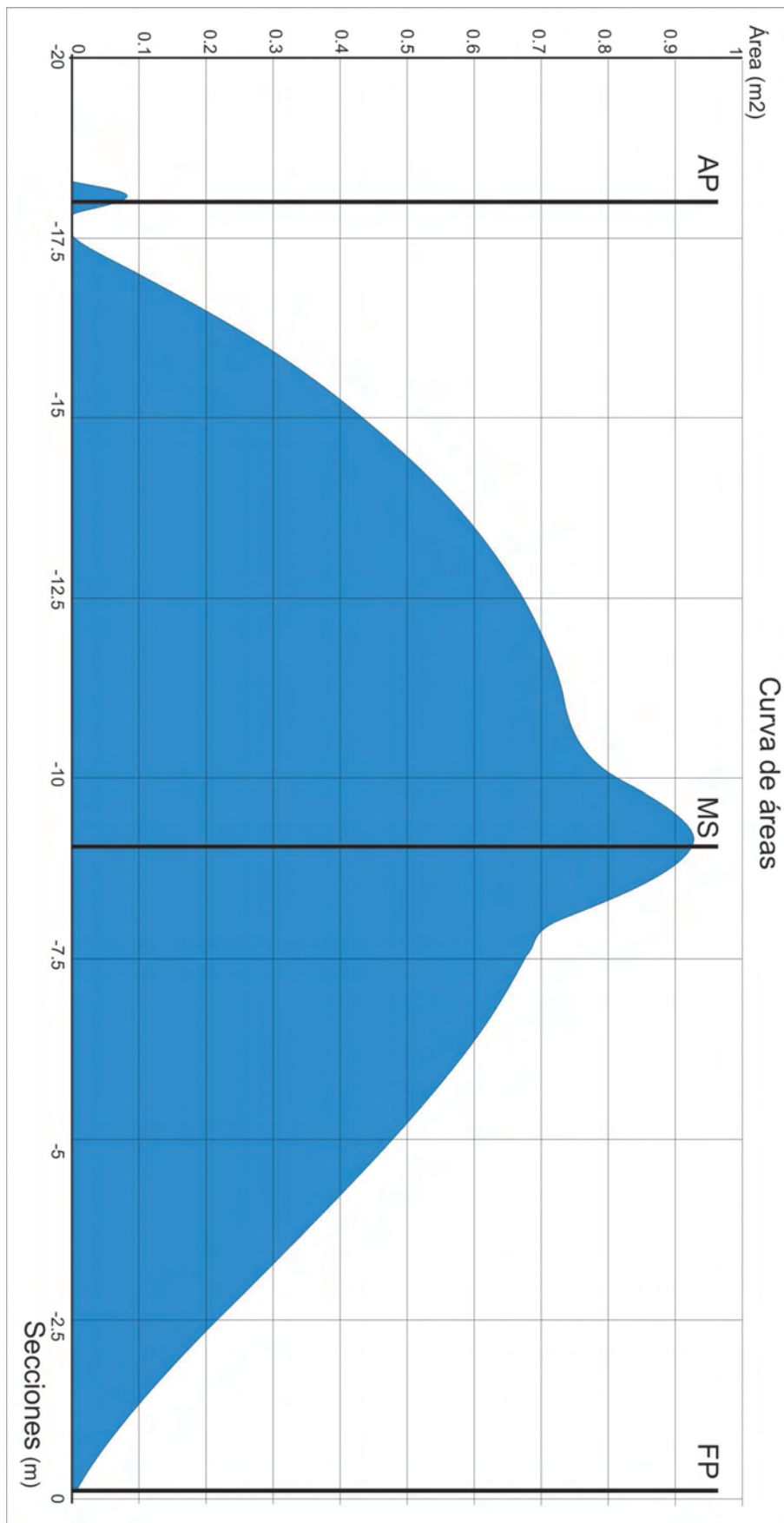
3 COEFICIENTES DE BLOQUE, FLOTACIÓN Y MAESTRA

Las características hidrostáticas de la carena desnuda, sin apéndices son:

Tabla 2. 5.- Características hidrostáticas de la carena

desplazamiento (Kg)	7453,32
calado (m)	0,266
eslora en flotación (m)	17,88
manga en flotación (m)	3,899
superficie mojada (m ²)	48,679
sección máxima (m ²)	0,675
área de flotación (m ²)	47,635
Cp	0,602
Cb	0,392
Cm	0,728
Cwp	0,683
LCB desde proa % Lwl	-58,49
LCF desde proa % Lwl	-61,755
KB	0,166
KG	0,261
BMt	5,947
BMI	116,336
GMt	5,851
GMI	116,241
KMt	6,112
KMI	116,502
toneladas x cm de inmersión (T/cm)	0,488
momento trimar 1cm (T·m)	0,485
RM a 1deg = GMt·Δ·sin(1) (Kg·m)	761,152

4 CURVA DE ÁREAS SECCIONALES



Gráfica 2.10 Curva de áreas

6 BIBLIOGRAFÍA

ALÁEZ JA, CARRILLO EJ, RUIZ DE ELVIRA M. (2000) “Copa América. Ensayos de veleros: metodología de ensayos e influencia de parámetros en la selección de la carena” XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona.

BAQUERO A. (2005) “Teoría del buque, lecciones de resistencia al avance” Edición 2005, ETSIN, Madrid

DRELA M. (2001) Xfoil 6.94 User manual. MIT Aero & Astro.

ESPINOSA J. (2011) “Diseño y optimización de formas. Hidrodinámica”, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona

Formation Design Systems. (2007) Hullspeed version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Hydromax version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Maxsurf version 13, user manual.

FOSSATI F. (2009) “Aero-hydrodynamics and the performance of sailing yachts” 1ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

GERRITSMA J, KEUNING JA, ONNINK R (1993). “The Delft systematic yacht hull experiments (Series II)” The tenth Chesapeake sailing yacht symposium

International Monohull Open Class Association (I.M.O.C.A) (2010) Open 60’ ISAF International Class. “Class Rules 2010”

JOURDAIN R. (2009) “Veolia Environnement technical specifications. Document for sale”

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) “Principles of Yacht Design” 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

PRADA A. (2011) “Estabilidad y comportamiento en la mar”, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona

THOMSON A. (2010) “Hugo Boss Open 60 for sale”

www.accionasailing.com

www.barcelonaworldrace.com

www.guillaumeverdier.com

www.jp dick.com

www.safran-sailingteam.com

www.vplp.fr

6 ANEXO. PLANO DE FORMAS

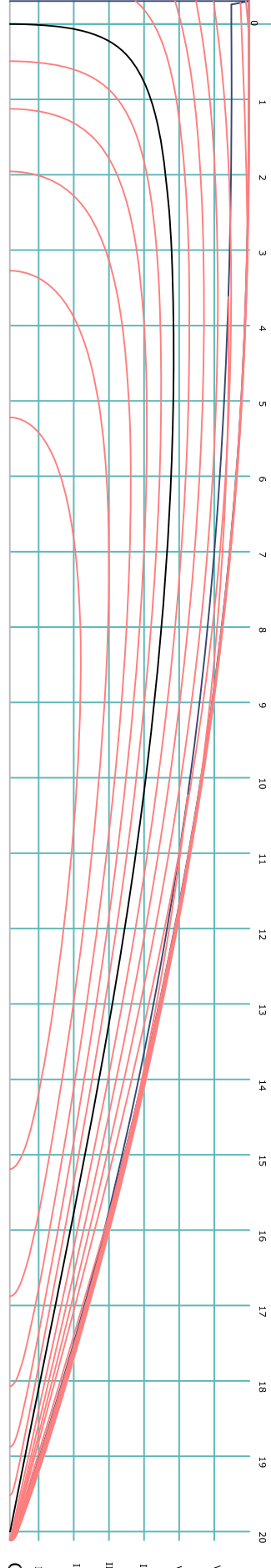
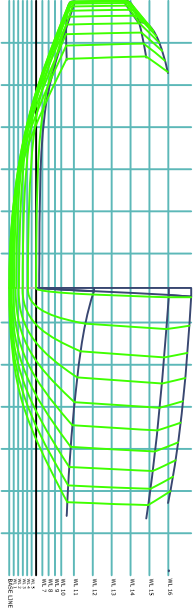
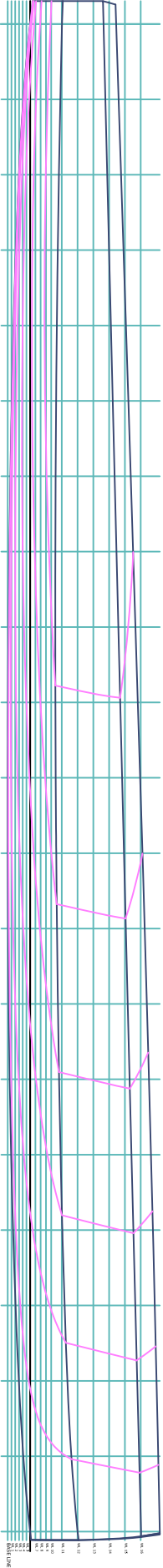
Se incluyen a continuación los siguientes planos:

PLANO Nº 1: plano de formas de la carena

PLANO Nº 2: plano de formas de los apéndices

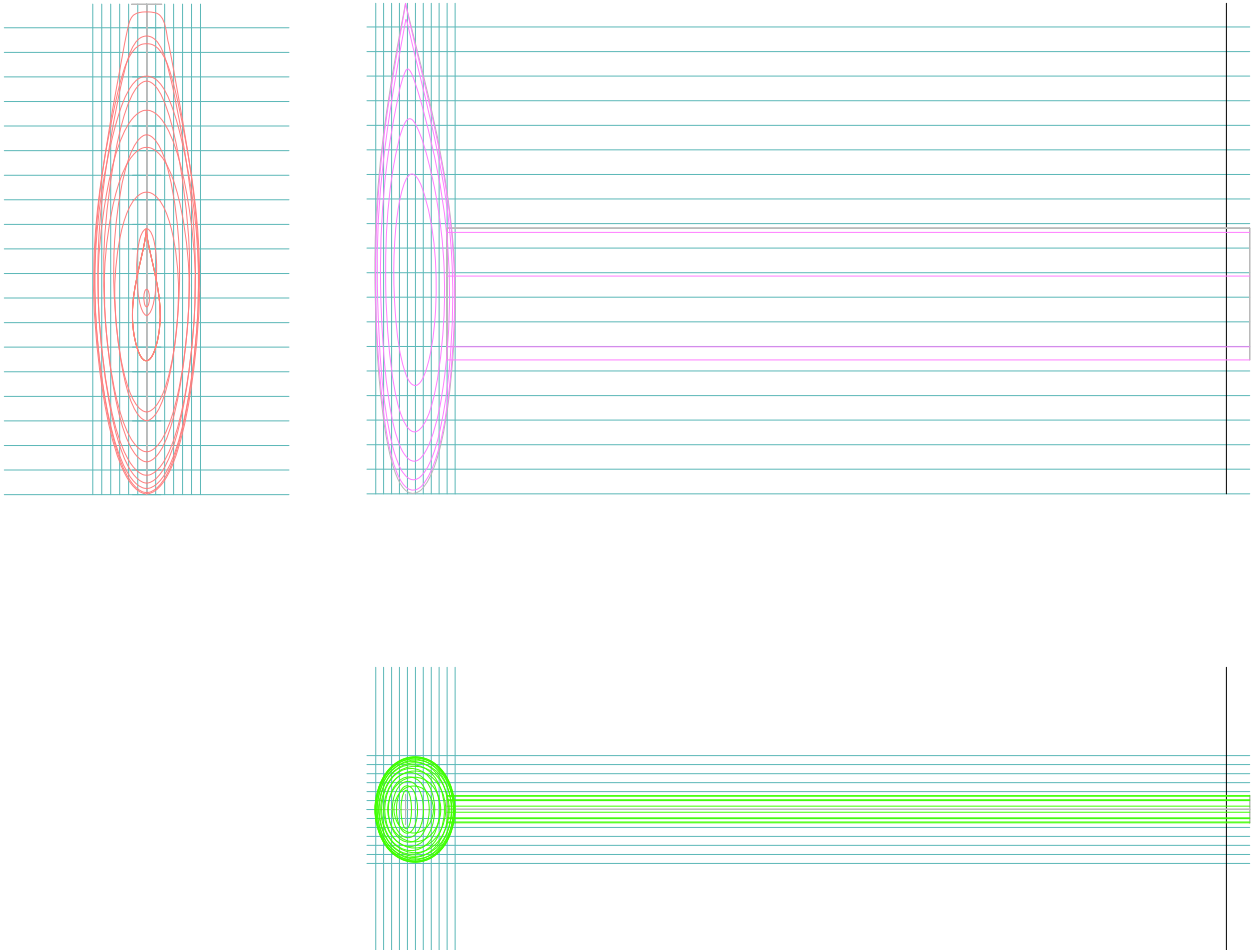
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Esloira máxima	18.288 m	Calado de carena	0.266 m	Cp	0.602
Esloira flotación	17.915 m	Calado total	4.5 m	Cb	0.391
Manga máxima	5.70 m	Superficie mojada	48.784 m^2	Cm	0.728
Manga flotación	3.899 m	Área de flotación	47.739 m^2	Cfl	0.683
Desplazamiento	7462 kg			LCB	58.358%
				LCF	61.658%

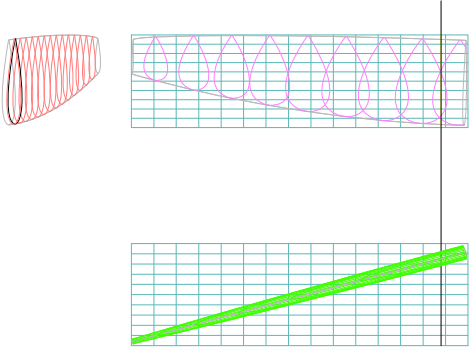


PROYECTO Nº 1719 E.T.S.I.NAVALES		
PLANO DE FORMAS. CARENA		
ESCALA	1:75	TIPO DE BARCO: Velero de competición Clase IMOCA OPEN 60
TUTOR	José María Riola Rodríguez	
ALUMNO	Jose Manuel Ballester Viéitez	PLANO Nº: 1

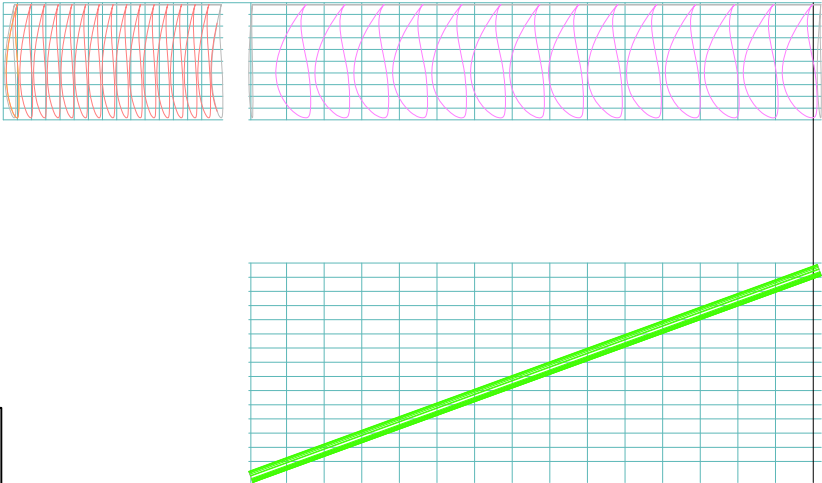
ORZA: NACA 63-021



TIMONES: NACA 0016



DERIVAS: NACA 63-810



PROYECTO Nº 1719 E.T.S.I.NAVALES		
PLANO DE FORMAS. APÉNDICES		
ESCALA	1:50	TIPO DE BARCO: Velero de competición Clase IMOCA OPEN 60
TUTOR	José María Riola Rodríguez	
ALUMNO	Jose Manuel Ballester Viéitez	PLANO Nº: 2

1	DIVISIÓN INTERNA	
1.1	Subdivisión estanca	2
1.2	Volumen de flotabilidad	4
1.3	Tanques de lastre	6
1.4	Insumergibilidad	7
1.5	Refuerzos principales	11
1.5.1	Refuerzos del casco	11
1.5.2	Refuerzos de la cubierta	14
1.5.3	Refuerzos del costado	15
2	CONFIGURACIÓN INTERNA	
2.1	Cámara de máquinas	16
2.1.1	Tanques de combustible	17
2.2	Habilitación	18
2.2.1	Literas	18
2.2.2	Cocina	18
2.2.3	Agua dulce	19
2.2.4	Mesa de cartas	19
2.2.5	Baño	20
3	DISPOSICIÓN DE LA CUBIERTA	22
4	REFERENCIAS	24
5	ANEXO. PLANOS DE DISPOSICIÓN GENERAL	25

1 DIVISIÓN INTERNA

En este Cuaderno 3 se procede a establecer una primera disposición general del barco, tanto en el interior como en el exterior, en cuanto a resistencia estructural y a funcionalidad y habitabilidad. En el avance del desarrollo del proyecto se irán concretando o modificando los elementos que sean necesarios.

En primer lugar, se disponen los mamparos longitudinales y transversales que dividirán el barco en distintos espacios. Al tratarse de un barco de competición, esta división primaria se realiza con el único criterio de la resistencia estructural, estanqueidad, insumergibilidad y rendimiento, sin entrar en consideraciones sobre la habitabilidad o comodidad del barco. Estos aspectos son prácticamente inexistentes en un proyecto de un velero de regatas oceánico.

La división interna, y toda la estructura en general, viene condicionada por las distintas normativas que hay que cumplir para el certificado del barco dentro de su Clase, que son, las propias reglas de la Clase IMOCA 2010, la Guía ABS para la Clasificación y Construcción de veleros oceánicos, y las Regulaciones Especiales Offshore de la ISAF (International Sailing Federation), categoría 0, teniendo que cumplir todas ellas (no son contradictorias, sino que suelen remitirse unas a otras).

Se comienza la división interna por la compartimentalización del barco en espacios estancos, siguiendo las reglas de la Clase IMOCA. Luego se procede con la disposición del suficiente volumen de flotabilidad para garantizar la insumergibilidad del barco; la disposición de los tanques de lastre y un primer diseño de los refuerzos estructurales con los que contará el casco.

1.1 Subdivisión estanca

Las normas de la Clase IMOCA establecen las siguientes condiciones para la división estanca del barco:

B.5.4: MAMPAROS ESTANCOS

Todos los mamparos estancos deben estar sólidamente contruidos para resistir la presión directa del agua sin el mínimo paso al compartimento adyacente.

a) Mamparos estancos:

Deben:

- Dividir el barco en diferentes compartimentos de proa a popa
- Ser transversales, 5 en número para crear 6 compartimentos estancos con acceso para una persona
- No estar separados más de 5 metros
- Ser estancos. El paso de cables, conductos o tuberías no debe comprometer la estanqueidad de los compartimentos

El mamparo estanco situado más a proa debe estar emplazado dentro del 15% de L_{OA} (2.74m) y a popa del punto más a proa de la línea de flotación

Ser transversal significa que un mamparo intersecta el casco en su totalidad, de babor a estribor, y la cubierta

Un mamparo estanco no se detiene en un tanque de lastre, una caja de derivas ni ninguna otra parte que no sea casco y cubierta

El espejo de popa no es un mamparo

b) Pique de proa (postizo o crashbox):

Debe ser instalada en la proa una caja estanca, rellena con espuma, capaz de ser destruida en caso de colisión frontal sin poner en peligro la integridad del barco.

Con estas condiciones se disponen los 5 mamparos estancos a las siguientes distancias respecto al punto más a proa del barco:

Tabla 3. 1. Situación de los mamparos estancos respecto del extremo de proa

	distancia al extremo de proa (m)
M1	2
M2	4
M3	7
M4	11.5
M5	16

De esta manera se crean tres compartimentos en la proa (C1, C2 y C3), los dos últimos se destinan a la estiba de velas y cabos; uno central donde van alojados el palo, la orza, las cajas de las derivas, los motores principal y auxiliar y las bombas de lastre y de la orza (C4); un segundo compartimento central más a popa destinado a la habitación (C5); y el último hasta el espejo de popa (C6). En la siguiente figura pueden observarse los mamparos y los compartimentos estancos que crean, así como el *crashbox* o postizo de proa.

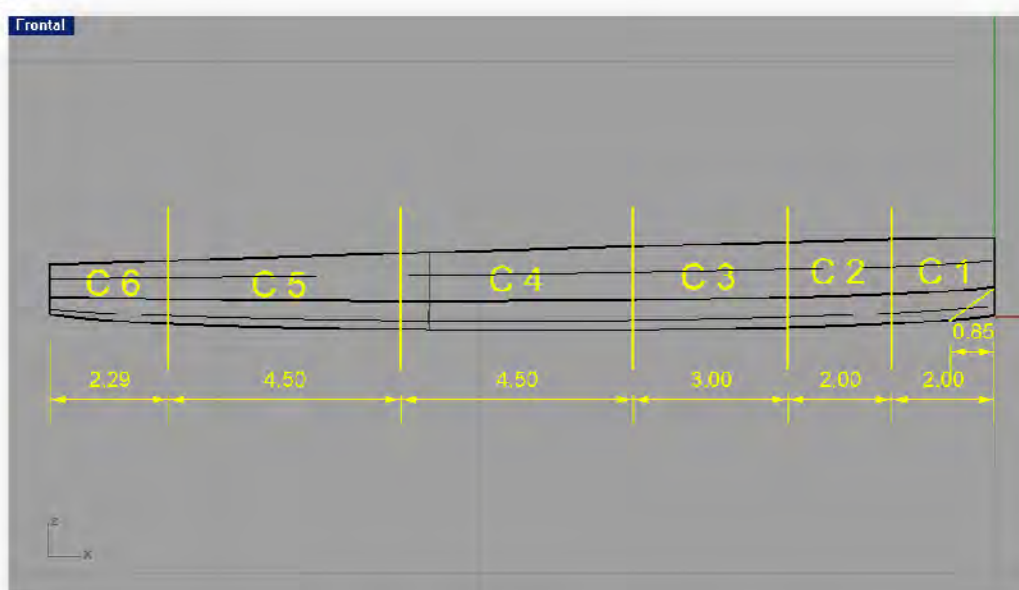


Figura 3. 1. Mamparos y compartimentos estancos. Postizo de proa

1.2 Volumen de flotabilidad

Con respecto a la reserva de flotabilidad las normas de clase establecen la condición de insumergibilidad del barco, con un volumen de flotabilidad del 130% de su desplazamiento, y la condición de que la escotilla de escape de popa quede fuera del agua con el barco invertido (en unas condiciones de pesos concretas):

B.7: INSUMERGIBILIDAD

B.7.1: NORMA FUNDAMENTAL

En el caso de que todos los compartimentos estén completamente inundados, el barco debe permanecer insumergible

B.7.2: VOLUMEN DE FLOTACIÓN

El barco debe poseer un volumen de flotación total expresado en m³ igual o mayor que el 130% de su desplazamiento

B.7.3: DISTRIBUCIÓN LONGITUDINAL DEL VOLUMEN DE FLOTACIÓN

B.7.3.1 Estos volúmenes fijos deben estar distribuidos, de forma aproximada, proporcionalmente en cada compartimento estanco

B.7.3.2 El patrón, o su representante, debe suministrar un diagrama de la distribución del volumen de flotación

B.7.3.3 Debe haber suficiente flotación para que la escotilla de escape situada a popa quede por encima de la línea de flotación con el barco volcado 180º, con la entrada a la cabina abierta, sin la orza entera, con los tanques de lastre vacíos y con 400Kg de equipos simulados en el eje longitudinal del barco, emplazados a 1500mm a proa del punto más a popa del barco

B.7.3.4 En condición de carga ligera, con el barco adrizado, la escotilla de escape de popa debe permitir entrar y salir del barco

Según B.7.2, el volumen total de flotabilidad ha de ser el 130% del desplazamiento (expresado en m³), es decir: $1.3 \cdot \nabla = 1.3 \cdot (8251/1025) = 1.3 \cdot 8.049 = \mathbf{10.4637m^3}$.

Se establece la siguiente disposición de cámaras de aire:

- un espacio longitudinal a cada costado en los compartimentos 2, 3 y 4, denominados *A1b* (babor) y *A1st* (estribor), desde el fondo a la cubierta
- un doble fondo en C2 y C3 (*A2*), fruto de cortar el casco con un plano paralelo a la flotación a 0.1m por debajo de la misma, y limitado por proa y popa por los mamparos estancos M1 y M3
- un doble fondo en C5 (*A3*), fruto de cortar el casco con un plano paralelo a la flotación a la misma altura que ésta, limitado a proa por el mamparo 4 y a popa por el acceso a la cabina
- el conducto de escape (*A4*), limitado a proa por el mamparo de acceso, a popa por el espejo y a ambos lados por mamparos longitudinales situados a 0.590m de crujía. Su base es el fondo del casco y su techo el suelo de la bañea.

Tabla 3. 2. Volúmenes de las cámaras de aire, en m³

	Volumen de las cámaras de aire (m ³)
A1b	3.8686
A1st	3.8686
A2	0.6172
A3	1.8934
A4	1.9627
Volumen total	12.2106
Volumen requerido	10.4637
relación vol.total/∇	151.70 %

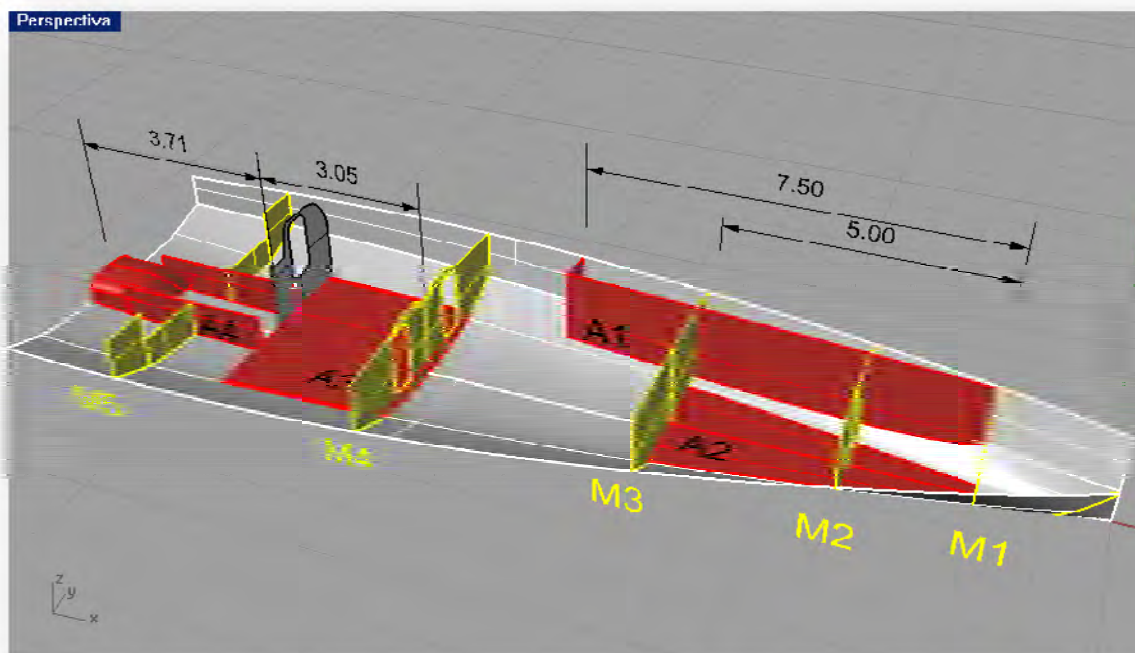
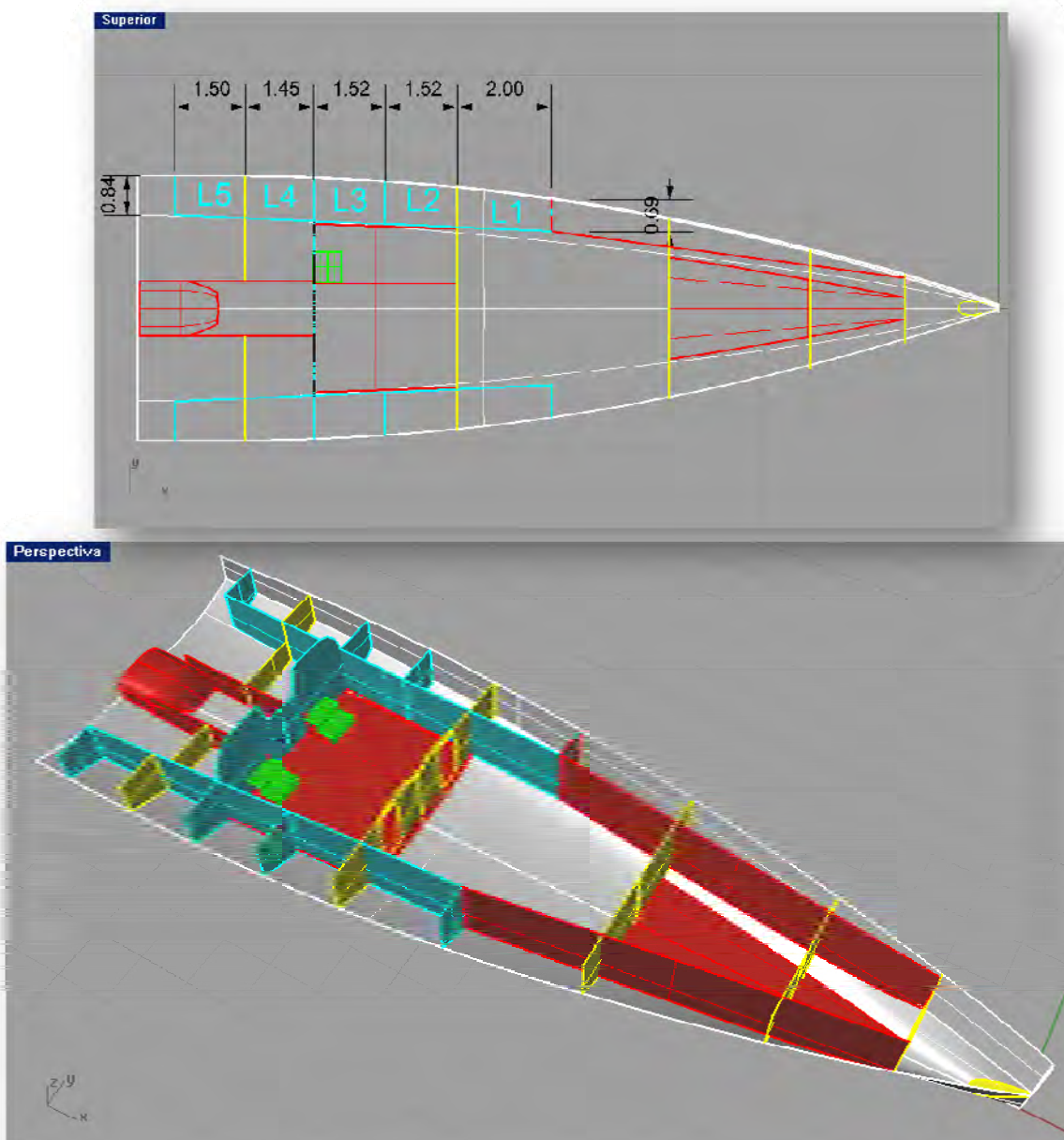


Figura 3. 2. Disposición de las cámaras de aire. (No se ha representado A1st)

Se observa que la reserva de flotabilidad es muy superior a la requerida con esta configuración. Podrían reducirse las cámaras *A1b* y *A1st*, pero se ha decidido darles esta manga para que el mamparo longitudinal que los delimita coincida con el de los tanques de lastre, por continuidad estructural. Hay que decir que la flotabilidad final será algo menor, ya que los tanques de combustible y agua potable irán en la cámara de aire *A3*, y que el conducto de escape, la cámara *A4*, puede albergar algún equipo como las potabilizadoras en su parte más a proa (pegadas al acceso a la cabina).

1.3 Tanques de lastre

La capacidad de lastre se ha determinado en el Cuaderno 2, quedando estimada en unas 6.9T. El lastre irá alojado en cinco tanques por banda (denominados *L1*, *L2*, *L3*, *L4* y *L5*) situados desde el centro hasta la popa. Limitan a proa con la cámara de aire longitudinal (*A1*) y a popa con el final de la bañera. Las divisiones de los tanques se hacen coincidir con los mamparos estancos *M4* y *M5*, y con el mamparo de acceso a la cabina. La otra división se sitúa equidistante entre el mamparo de acceso y el mamparo estanco *M4*:



Figuras 3. 3.a) y b) Tanques de lastre y mamparo de acceso a la cabina.

El reparto de volúmenes y pesos queda pues, en cada banda:

Tabla 3. 3. Distribución de volumen y peso de los tanques de lastre, en cada banda

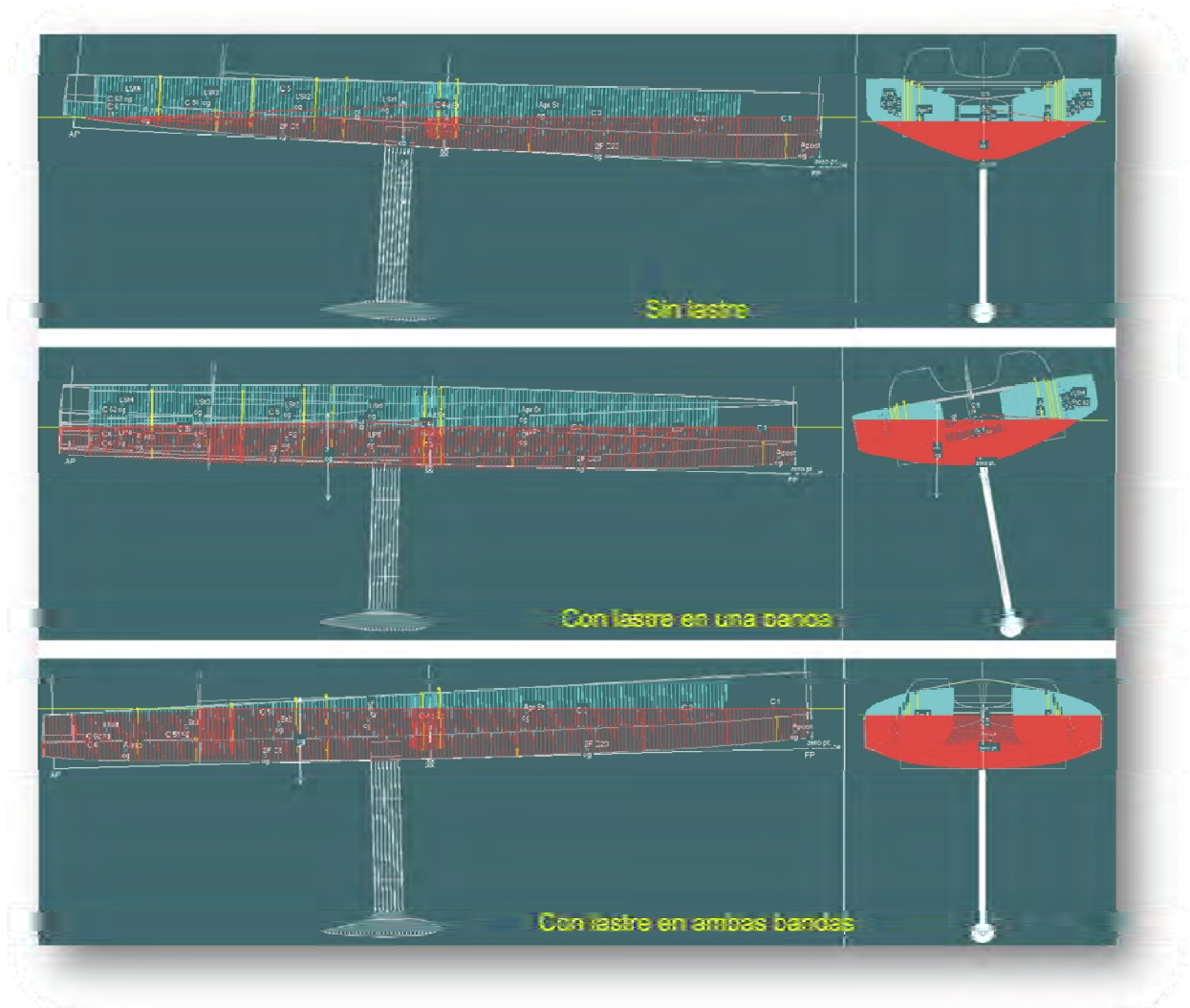
	peso (kg)	volumen (m3)
L1	1793,9	1,750146
L2	1501,2	1,464585
L3	1505,1	1,46839
L4	1288,2	1,25678
L5	1158,2	1,129951
TOTAL	7246,5	7,069756

1.4 Insumergibilidad

La insumergibilidad del barco se comprueba con el programa Hydromax, en el que se han definido todos los volúmenes indicados anteriormente: los compartimentos, las cámaras de aire y los tanques de lastre. Se crea una situación de avería en la que se permite la inundación de todos los compartimentos y se calcula la posición de equilibrio para el barco sin lastre, con lastre en una banda, y con lastre en ambas bandas. Éstas últimas no son condiciones que pida la normativa, pero se calculan igualmente, se trata de situaciones improbables, pero así se comprueba que el barco en esas circunstancias sigue siendo insumergible.

Estos cálculos se han sobredimensionado, ya que la permeabilidad de los compartimentos se ha definido en un 100%, cifra exagerada, pues hay que descontar el volumen de todos los equipos, motores, velas... que irán a bordo del barco.

A continuación se muestran las situaciones de carga y las posiciones de equilibrio para cada caso, observándose que, en las tres, la cubierta queda por encima de la línea de flotación y el barco no se hunde:



Figuras 3. 4.a), b) y c) Posición de equilibrio del barco tras la inundación completa de todos los compartimentos, en las situaciones de carga sin lastre, con lastre en una banda y con lastre en ambas bandas, respectivamente.

Tabla 3. 4. Situaciones de carga para el cálculo de la insumergibilidad

	SIN LASTRE (situación de carga 1)						LASTRE EN UNA BANDA (s.c. 2)						LASTRE EN LAS DOS BANDAS (s.c. 3)					
	nº	masa unit	masa total	Xcg	Ycg	Zcg	nº	masa unit	masa total	Xcg	Ycg	Zcg	nº	masa unit	masa total	Xcg	Ycg	Zcg
electrónica	1	150	150	-10	0	0,3	1	150	150	-10	0	0,3	1	150	150	-10	0	0,3
maniobra	1	300	300	-13	0	1,1	1	300	300	-13	0	1,1	1	300	300	-13	0	1,1
fondeo	1	100	100	-12	0	0,3	1	100	100	-12	0	0,3	1	100	100	-12	0	0,3
arboladura	1	600	600	-7,7	0	10	1	600	600	-7,7	0	10	1	600	600	-7,7	0	10
potabilizadora	2	140	280	-14,4	0	-0,08	2	140	280	-14,4	0	-0,08	2	140	280	-14,4	0	-0,08
bomba lastre	1	100	100	-13	0	0,3	1	100	100	-13	0	0,3	1	100	100	-13	0	0,3
baterías	4	25	100	-8	0	-0,35	4	25	100	-8	0	-0,35	4	25	100	-8	0	-0,35
generador	1	150	150	-8,5	0	-0,1	1	150	150	-8,5	0	-0,1	1	150	150	-8,5	0	-0,1
motor	1	260	260	-10,9	0	0	1	260	260	-10,9	0	0	1	260	260	-10,9	0	0
bulbo	1	3211	3211	-10,206	0	-4,34	1	3211	3211	-10,206	0	-4,34	1	3211	3211	-10,206	0	-4,34
orza	1	200	200	-10,075	0	-1,876	1	200	200	-10,075	0	-1,876	1	200	200	-10,075	0	-1,876
casco/estruct	1	2800	2800	-9,45	0	0,5	1	2800	2800	-9,45	0	0,5	1	2800	2800	-9,45	0	0,5
subtotal			8251	-10,024	0	-0,794			8251	-10,024	0	-0,794			8251	-10,024	0	-0,794
lastre babor																		
LP1	0%	1793,9	0	-10,527	-2,071	0,684	100%	1793,9	1793,9	-10,527	-2,071	0,684	100%	1793,9	1793,9	-10,527	-2,071	0,684
LP2	0%	2191	0	-12,627	-2,214	0,646	100%	2191	2191	-12,627	-2,214	0,646	100%	2191	2191	-12,627	-2,214	0,646
LP3	0%	2050,8	0	-14,848	-2,319	0,622	100%	2050,8	2050,8	-14,848	-2,319	0,622	100%	2050,8	2050,8	-14,848	-2,319	0,622
LP4	0%	1158,2	0	-16,728	-2,379	0,616	100%	1158,2	1158,2	-16,728	-2,379	0,616	100%	1158,2	1158,2	-16,728	-2,379	0,616
subtotal			0	0	0	0			7193,9	-13,397	-2,235	0,644			7193,9	-13,397	-2,235	0,644
lastre estribor																		
LSt1	0%	1793,2	0	-10,527	2,071	0,684	0%	1793,2	0	-10,527	2,071	0,684	100%	1793,2	1793,2	-10,527	2,071	0,684
LSt2	0%	2190,9	0	-12,627	2,214	0,646	0%	2190,9	0	-12,627	2,214	0,646	100%	2190,9	2190,9	-12,627	2,214	0,646
LSt3	0%	2051,3	0	-14,848	2,319	0,622	0%	2051,3	0	-14,848	2,319	0,622	100%	2051,3	2051,3	-14,848	2,319	0,622
LSt4	0%	1158,2	0	-16,728	2,379	0,616	0%	1158,2	0	-16,728	2,379	0,616	100%	1158,2	1158,2	-16,728	2,379	0,616
subtotal			0	0	0	0			0	0	0	0			7193,6	-13,397	2,235	0,644
TOTAL LOADCASE			8251	-10,024	0	-0,794			15444,9	-11,595	-1,041	-0,124			22638,5	-12,167	0	0,12

Tabla 3. 5. Posición de equilibrio del barco en condición intacta y en avería en las tres condiciones de carga

magnitud	intacto	avería		
	s.c. 1	s.c. 1	s.c.2	s.c. 3
Calado en sección maestra (m)	0,279	0,726	0,943	1,186
desplazamiento (kg)	8251	8251	15445	22638
escora (grados)	0	0	10	0
calado en perpendicular proa (m)	0,315	1,216	1,182	0,946
calado en perpendicular popa (m)	0,243	0,235	0,703	1,425
calado en LCF (m)	0,272	0,609	0,896	1,223
trimado (+ a popa) (m)	-0,072	-0,981	-0,478	0,479
eslora flotación L_{WL} (m)	17,802	17,849	18,294	15,744
manga flotación B_{WL} (m)	3,855	5,265	5,192	5,659
superficie mojada (m^2)	56,949	83,322	108,116	133,221
área de flotación (m^2)	47,399	19,69	17,877	17,544
C_p	0,318	0,143	0,19	0,224
C_b	0,026	0,017	0,031	0,046
C_m	0,09	0,133	0,178	0,887
C_{wp}	0,691	0,21	0,188	0,199
LCB desde proa (m)	-10,026	-10,063	-11,603	-12,161
LCF desde proa (m)	-10,798	-11,186	-10,791	-10,45
KB (m)	-0,035	0,176	0,316	0,62
KG fluido (m)	-0,527	-0,527	0,142	0,386
BMt (m)	5,247	7,334	4,525	3,2
BML (m)	104,19	37,575	17,386	8,793
GMt corregido (m)	5,739	8,038	4,878	3,433
GML corregido (m)	104,683	38,279	17,739	9,027
KMt (m)	5,212	7,51	4,841	3,82
KML (m)	104,155	37,75	17,702	9,413
toneladas/cm inmersión	0,486	0,202	0,183	0,18
momento trimar 1cm (T.m)	0,482	0,176	0,153	0,114
momento adrizante a $1^\circ =$ GMt. Δ .sin(1) (kg.m)	826,479	1157,483	1314,8	1356,558
maxima inclinación de cubierta (grados)	0,2	3,1	10,1	1,5
ángulo de trimado (+ a popa) (grados)	-0,2	-3,1	-1,5	1,5
		Fig.3.4.a	Fig.3.4.b	Fig.3.4.c

Se comprueba también la norma B.7.3.3 mencionada anteriormente en la que se especifican las condiciones de peso (sin orza completa y 400 kg de peso en crujía, a 1.5m del extremo de popa) con las que, estando el barco totalmente invertido, la escotilla de escape de popa debe quedar fuera del agua, como puede comprobarse en la siguiente figura. Para este cálculo, se elimina de la situación de carga la orza y el bulbo, y se añaden los 400kg en su sitio. El resto de pesos se mantienen igual.

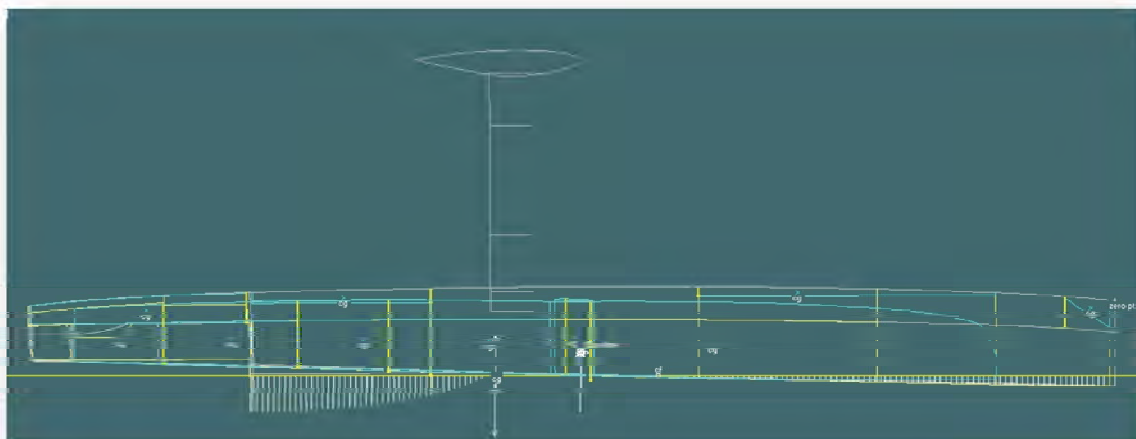


Figura 3. 5. Situación de equilibrio con el barco volcado en la que se aprecia que todo el espejo de popa queda por encima de la flotación

1.5 Refuerzos principales

1.5.1 Refuerzos del casco

En este punto del proyecto se hará un esquema de lo que será la distribución de refuerzos principales, que serán calculados en su totalidad en el Cuaderno 6. Como punto de partida se tiene la estructura interna descrita anteriormente: mamparos estancos, tanques de lastre y cámaras de aire (excepto la A3, que no será estructural). Los mamparos estancos han de tener resistencia suficiente para garantizar la estanqueidad, por lo que su aportación a la estructura está garantizada. El resto de mamparos se escantillonará de manera que contribuyan a la resistencia estructural.

Su disposición en planta se ve en la siguiente figura:

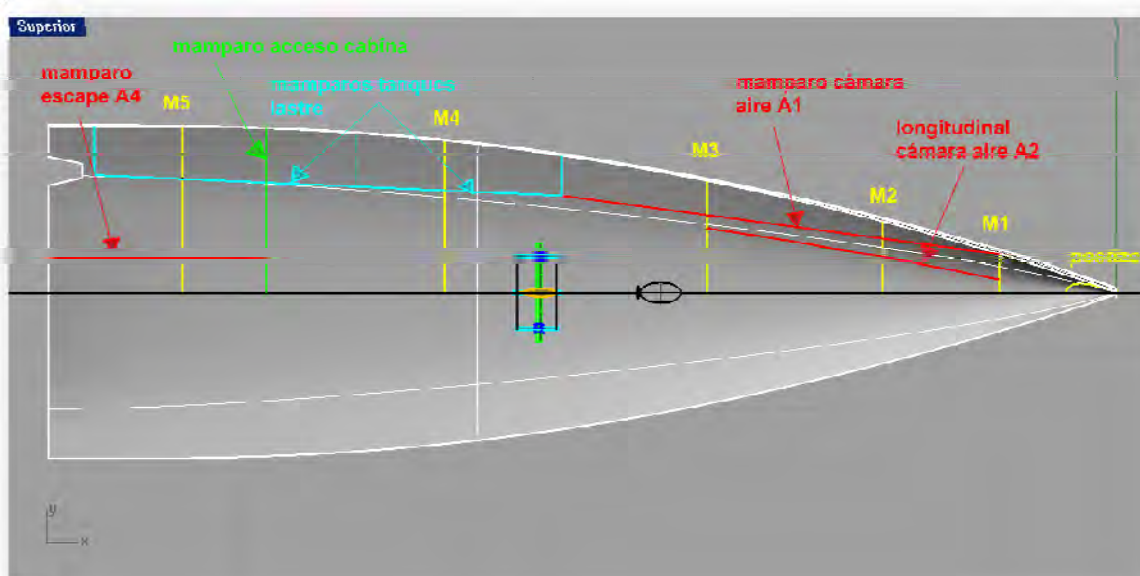


Figura 3. 6. Distribución inicial de refuerzos a partir de la estructura interna: mamparos estancos (amarillo), tanques de lastre (celeste), cámaras de aire (rojo) y mamparo de acceso a la cabina (verde).

En la siguiente tabla se resume la estructura inicial, diferenciando mamparos de refuerzos simples, en este caso, longitudinales de fondo. Los colores se corresponden con los empleados en la figura anterior:

Tabla 3. 6. Descripción de los refuerzos iniciales

MAMPAROS TRANSVERSALES	
mamparos estancos M1,M2,M3,M4 y M5	refuerzo transversal del barco de forma espaciada. Absorben los esfuerzos cortantes que tienden a torsionar la sección
mamparo de acceso a la cabina	

MAMPAROS LONGITUDINALES	
mamparo del tanque de lastre	refuerzo longitudinal a la altura del pantoque
mamparo de cámara de aire A1	
mamparo de conducto de escape A4	refuerzo longitudinal de la bañera

LONGITUDINALES DE FONDO	
cámara de aire A2	refuerzo longitudinal del fondo en la proa, absorbe las presiones de <i>slamming</i>

Se completa la estructura de la siguiente manera (los nombres de los elementos hacen referencia a la figura siguiente):

REFUERZOS TRANSVERSALES

- Mamparo de palo: se introduce para absorber los esfuerzos generados por el palo y por los obenques. No hace falta que sea un mamparo completo (no hacen falta más mamparos estancos) pero sí se hará muy resistente, con estructura anular, es decir, dimensión en fondo, costados y cubierta.
- Varengas de orza: justo en el extremo de proa y popa de la caja del mecanismo de la orza se instalan sendas varengas, para absorber los esfuerzos generados por la orza y su mecanismo de acción.
- Varenga C5: se dispone una varenga en el compartimento C5, en prolongación con la separación de los tanques de lastre L2 y L3.
- Varenga C6: se dispone en prolongación del mamparo de popa del último tanque de lastre

REFUERZOS LONGITUDINALES

- Longitudinal 1: es necesario reforzar la proa con al menos dos longitudinales de eslora un mínimo de $0.35 \cdot L_{WL}$ para resistir las presiones generadas por el *slamming* (según la sociedad de clasificación ABS, véase Cuaderno 6). Este longitudinal prolonga hacia proa el longitudinal de la cámara de aire A2, hasta llegar al postizo de proa en crujía. Discurre por crujía desde el postizo hasta el mamparo estanco M2, donde se bifurca en diagonal, más o menos en paralelo a las líneas de agua, hasta el mamparo estanco M3. Desde ahí discurre paralelo a crujía hasta el mamparo de acceso a la cabina, donde se une en continuidad con el mamparo del conducto de escape A4.
- Longitudinal 2: se dispone paralelo a crujía, desde el mamparo estanco M3, en continuidad con el longitudinal de la cámara de aire A2 hacia popa, hasta el espejo de popa.

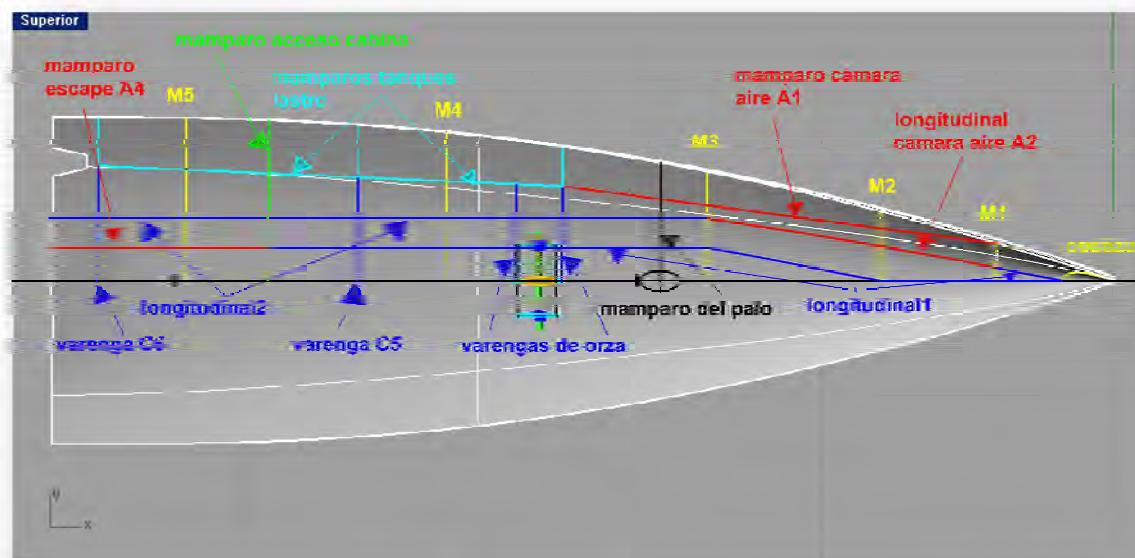


Figura 3. 7. Disposición final de todos los refuerzos del casco

Los nuevos elementos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 3. 7. Descripción de los refuerzos añadidos

MAMPAROS TRANSVERSALES	
mamparo del palo	absorbe las cargas del palo y los obenques
VARENGAS	
varengas de la orza	sustentan la orza y su mecanismo
varenga C5	disminuye el espaciado de refuerzos entre el mamparo estanco M4 y el mamparo de acceso a la cabina
varenga C6	sustenta la bañera y disminuye el espaciado de refuerzos. Es el refuerzo más a popa.
LONGITUDINALES DE FONDO	
longitudinal 1	refuerzo longitudinal del fondo -en proa, absorbe las presiones de <i>slamming</i> -en el centro, absorbe esfuerzos de la orza -en popa, da continuidad al mamparo longitudinal del conducto de escape
longitudinal 2	refuerzo longitudinal del fondo -en proa, absorbe las presiones de <i>slamming</i> -en el centro, absorbe esfuerzos de la orza -en popa, refuerzo intermedio entre el mamparo longitudinal del conducto de escape y el del tanque de lastre

En el Cuaderno 6 se procederá al escantillonar todos estos elementos y a comprobar si cumplen la normativa del ABS para veleros de regatas oceánicas.

1.5.2 Refuerzos de la cubierta

Al igual que en el caso anterior, se representan en primer lugar los refuerzos ya establecidos en la estructura interna que llegan hasta la cubierta, por lo que contribuyen a su rigidez:

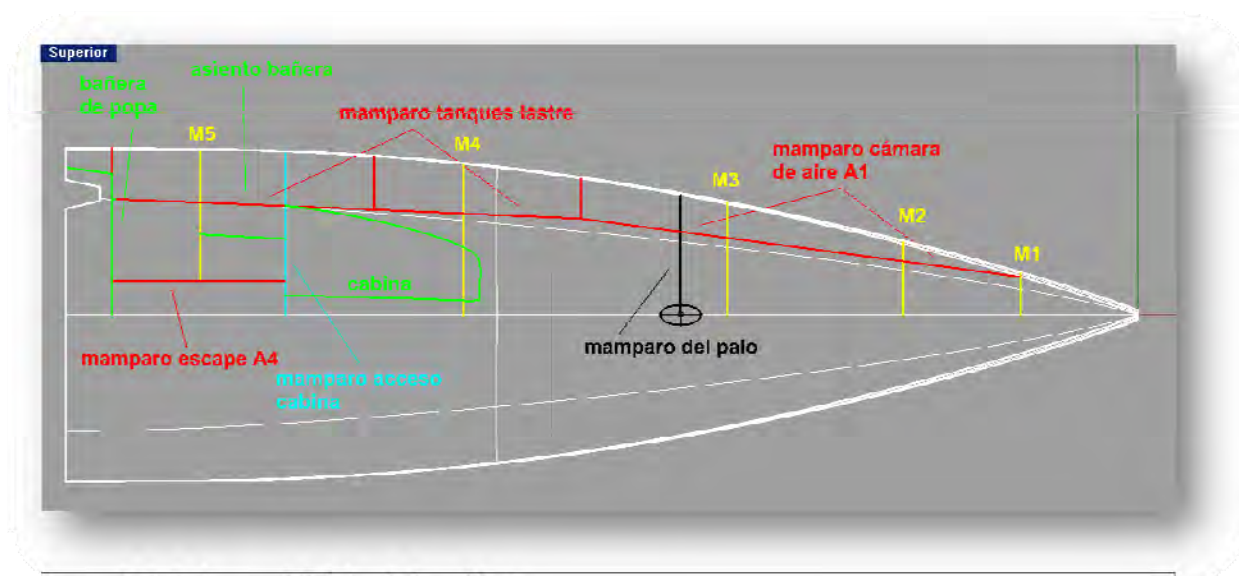


Figura 3. 8. Refuerzos iniciales de la cubierta

Estos refuerzos son:

MAMPAROS TRANSVERSALES	
mamparos estancos M1,M2,M3,M4 y M5	ejercen de baos de la cubierta ya que son mamparos resistentes
mamparo acceso cabina	
mamparo del palo	
MAMPAROS LONGITUDINALES	
tanques de lastre	refuerzo longitudinal cercano a la regala,
cámara de aire A1	continuo de proa a popa
cámara de aire A4, conducto escape	refuerza el suelo de la bañera

En verde se han representado las superficies que no contribuyen a la resistencia estructural, en su corte con la cubierta, que son: la cabina, el asiento de la bañera y el final de la misma por popa. Reforzando su unión con la cubierta se consigue aportar resistencia a la misma.

Se añaden otros refuerzos de cubierta, dibujados en azul en la figura siguiente:

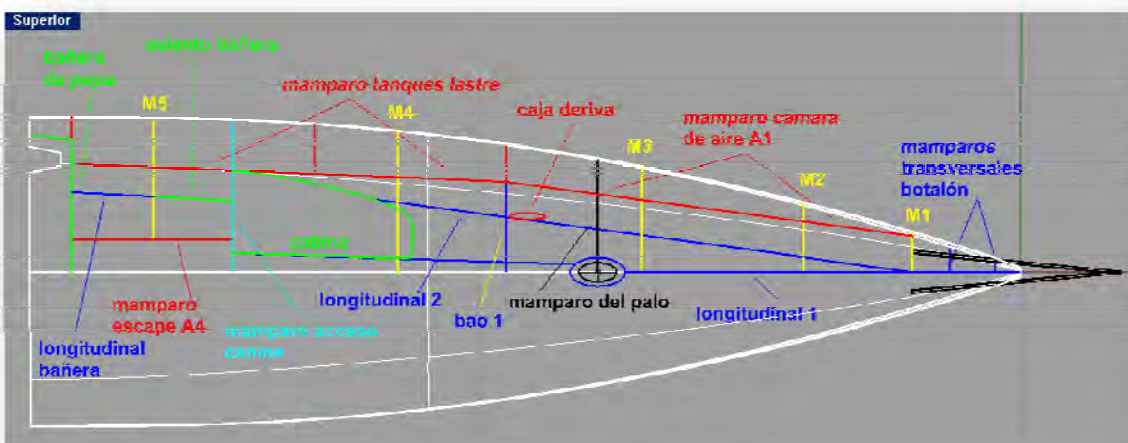


Figura 3. 9. Disposición final de los refuerzos de la cubierta

Estos refuerzos añadidos son:

mamparos del botalón	Se añaden estos dos mamparos para absorber los esfuerzos del botalón y el estay. El que está situado más a proa coincide con la entrada del botalón a través del casco. El botalón irá empotrado en el mamparo estanco M1 y sujeto por estos dos mamparos.
longitudinal 1	recorre la cubierta desde el extremo de proa por crujía hasta un anillo elíptico alrededor del palo, hecho firme en el mamparo del mismo. Continúa hasta unirse con la cabina
longitudinal 2	discurre en diagonal desde el mamparo estanco M1 hasta el lateral de la cabina, tangente a la caja de la deriva. Queda equidistante entre crujía el mamparo de la cámara de aire, disminuyendo así el tamaño de las planchas de cubierta en la proa
longitudinal de bañera	en prolongación al asiento de bañera, disminuye las planchas del suelo de la bañera, y refuerza la zona donde está el carro de la mayor
bao 1	prolonga el mamparo transversal que divide la cámara de aire A1 y el primer tanque de lastre L1, formando con éste y la varenga de la orza un anillo resistente.

1.5.3 Refuerzos del costado

Se dispone un refuerzo longitudinal de proa a popa a media altura del costado. La estructura transversal está compuesta por los mamparos del casco descritos en el apartado 1.5.1 de este capítulo.

2 CONFIGURACIÓN INTERNA

2.1 Cámara de máquinas

En este tipo de barcos de regata oceánicos no existe una cámara de máquinas como tal, sino que ésta consiste en el conjunto de motores propulsor y auxiliar generador, y el conjunto de bombas: de lastre, de achique y la del mecanismo de la orza. Estos equipos se instalan donde sea conveniente, y no necesariamente juntos en una misma cámara.

A estas alturas de proyecto se realiza una primera configuración de la disposición de los elementos del barco, tanto dentro como en la cubierta, dejando la puerta abierta a futuras modificaciones en función de los requisitos estructurales y el empacho de los equipos a instalar. En esta primera configuración se pretende instalar todos los elementos propios de una cámara de máquinas en el compartimento estanco C4: motor principal, motor auxiliar-generador, mecanismo de la orza con su bomba hidráulica, bomba del lastre y baterías. Hay que tener en cuenta que en este compartimento se encuentra el palo y las cajas de las derivas, por lo que es posible que no quepan todos los equipos.

En la figura siguiente pueden apreciarse el motor principal, a popa de la orza, y el auxiliar, a proa; la orza con su mecanismo de acción; el palo, y una de las derivas en su caja, todo dentro del compartimento C4. Los demás equipos no se han representado.

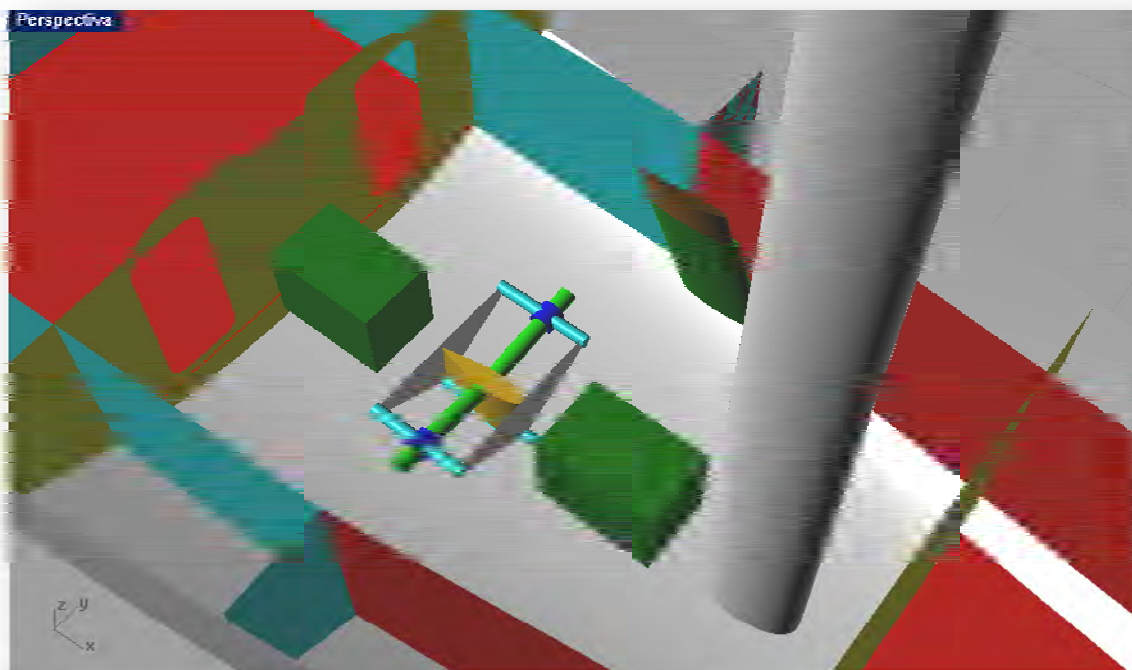


Figura 3. 10. Cámara de máquinas en el compartimento C4, con los motores principal y auxiliar, la orza con su mecanismo y la deriva de babor.

2.1.1 Tanques de combustible

Los tanques de combustible van alojados en la cámara de aire A3. Hay tres, uno para el motor principal, y dos para el generador.

Para el motor principal, las reglas de la clase IMOCA establecen una capacidad suficiente para proporcionar una velocidad de 5 nudos durante 5 horas. Las reglas de la ISAF requieren la misma velocidad durante 8 horas. El dimensionamiento del motor se calcula en el Cuaderno 5, y será un motor Volvo Penta de 55 CV de potencia nominal. Sobreestimando el consumo del motor al régimen de trabajo (el necesario para dar 5 nudos de velocidad) se puede fijar el consumo en unos 8 l/hora. Lo que en total implica un volumen necesario de 64 l (0.064m^3) de diesel. Se divide en dos tanques por redundancia. Estos tanques se instalan en la cámara de aire A3, centrados, a ambos lados de crujía.

El generador se dimensiona en el Cuaderno 7. En el punto de proyecto actual, se puede estimar la necesidad de combustible en alrededor de 250 l en total, por lo que se instalan dos tanques de 125 l (0.125m^3). Se instalan a ambos lados de crujía, con su mayor dimensión en la dirección proa-popa para minimizar el efecto de la superficie libre. Se sitúan en la cámara de aire A3, a proa, pegados al mamparo.

En la siguientes figuras pueden verse los tanques en su emplazamiento (se ha dibujado el techo de A3 transparente para que se vean). En azul oscuro, los tanques del motor auxiliar, en amarillo los del motor principal y en celeste y blanco los de agua dulce, cuyo dimensionamiento se realiza en este capítulo, en el apartado 2.2.3.

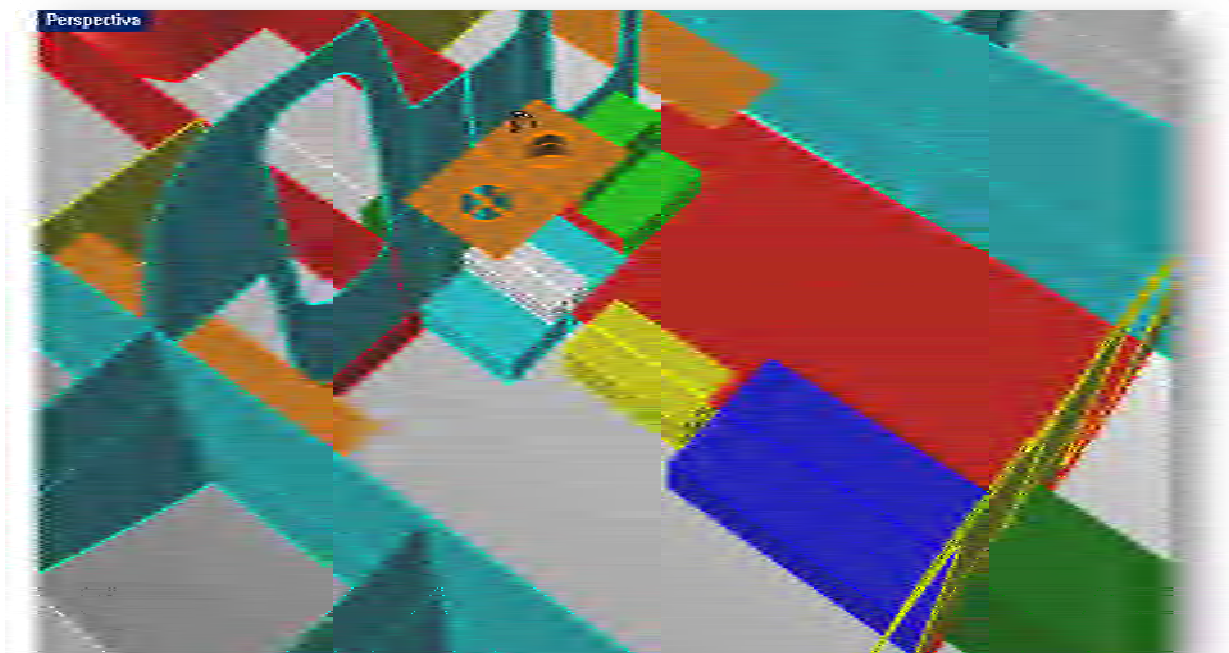


Figura 3. 11. Disposición de tanques de combustible para el motor principal (amarillo) y para el generador (azul). Tanques de agua dulce de emergencia (celeste) y agua dulce de uso diario (blanco)

2.2 Habilitación

Se ha intentado situar todos los elementos propios de la habilitación en el compartimento C5, que es el que está comunicado con la cubierta. En él se han instalado las literas, cocina, potabilizadora y tanques de agua dulce, y la mesa de cartas, centro neurálgico de un barco de regatas oceánico. El inodoro irá en el compartimento C4.

Las reglas de la Clase mencionan lo siguiente:

B.6.10: LITERAS

Dos literas tienen que ser instaladas a bordo.

B.6.11: COCINA

Debe incluirse un hornillo permanentemente instalado, accesible y amarrado, con acceso seguro a la válvula de cierre de combustible, capaz de ser operado de forma segura en navegación con mala mar.

B.6.12: AGUA DULCE

B.6.12.1 *Debe instalarse a bordo una potabilizadora capaz de ser operada eléctrica y manualmente.*

B.6.12.2 *Es responsabilidad del patrón asegurarse de que se almacena agua dulce suficiente según la duración de la regata y el número de tripulantes.*

B.6.12.3 *En regatas que excedan 5000 millas náuticas, deben instalarse a bordo dos potabilizadoras, capaces de ser operadas eléctrica y manualmente.*

2.2.1 Literas

Se instalan dos, una a cada banda, simétricas, alojadas entre los tanques de lastre y las escaleras de acceso a la cabina, bajo el asiento de la cubierta. Serán abatibles, de modo que se puedan levantar contra el mamparo de los tanques para poder pasar por debajo de ellas, y acceder así al conducto de escape.

2.2.2 Cocina

Se instala en un pequeño mueble, a la entrada, entre ambas escaleras de acceso. Cuenta con un fregadero y un fogón con sistema basculante para poder ser usado en cualquier situación. Debajo del fregadero y del fogón se dispone de un espacio para la estiba de distintos elementos.

2.2.3 Agua dulce

Se instalan dos potabilizadoras debajo de la bañera, en el compartimento C5, justo a popa de la cocina. Los tanques de almacenamiento de agua dulce irán debajo de la cocina. Como las reglas de Clase no hacen mención alguna al tamaño de los tanques de agua dulce, se toman estas indicaciones de la regla “ISAF Offshore Special Regulations. Race category 0”:

3.21.2 AGUA DULCE

a) Cada barco debe tener instalado el equipo necesario (que puede incluir potabilizadoras y tanques de agua) permanentemente instalado para suministrar al menos 3 litros de agua potable por persona y día que se estime dure la competición.

3.21.3 AGUA DULCE DE EMERGENCIA

b) en ausencia de una potabilizadora mecánica, se contará con al menos 1 l por persona y día en, al menos, dos tanques separados, durante toda la duración estimada de la regata.

c) Si se dispone de una potabilizadora mecánica a bordo, se almacenará al menos 0.5 l por persona y día en dos tanques separados, durante la duración estimada de la regata.

Según el último punto, y teniendo en cuenta que una de las regatas alrededor del mundo se celebra en parejas, se almacenará 1 l de agua dulce por día. La duración de una circunnavegación viene estando en los últimos años en unos 3 meses, por lo que 100 días parece una cifra con un razonable margen de confianza. Por tanto habrá que almacenar 100 l (0.1m³) en dos tanques de 50 l cada uno, que se instalarán a ambos lados de crujía, en la cámara de aire A3, bajo el mueble de la cocina. Véanse en la *Figura 3.9* de la página 17 estos tanques de emergencia, representados en celeste

Esta agua está reservada para emergencias, por lo que se dispone de un tercer tanque para uso diario de 20 l de capacidad, que será rellenado periódicamente por la potabilizadora. Se divide en dos, y se sitúa también debajo de la cocina, pero encima de la cámara de aire A3. En la figura anterior están dibujados en blanco. Se almacenará más cantidad de agua producida por las potabilizadoras en botellas y bidones, más manejables y fáciles de estibar.

Se instalan dos potabilizadoras, en cumplimiento de la norma B.6.12.3 de las reglas de Clase IMOCA.

2.2.4 Mesa de cartas

Se instalará una estación doble, simétrica con respecto a crujía, para que sea más cómoda de usar en navegación con escora. Está sustentada por un tubo horizontal (empotrado en el mamparo M4) y otro vertical en su extremo de popa, de modo que pueda pivotar sobre el tubo horizontal para adecuar su posición a la escora del barco.

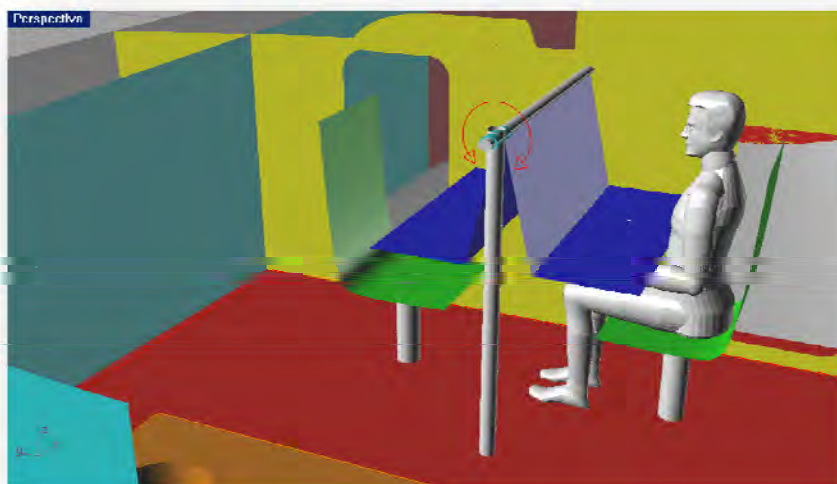


Figura 3. 12. Mesa de cartas simétrica, con su eje de rotación

2.2.5 Baño

Se instala un pequeño inodoro manual, en el compartimiento C4. El desagüe es directo al mar.

En las figuras siguientes pueden observarse todos estos elementos: las literas y cocina en naranja, peldaños de entrada en la cabina en verde, mesa de cartas en azul y verde el asiento. En el compartimento de proa, C4, el w.c. Tras la cocina, bajo la cubierta se encuentran ambas potabilizadoras, en verde oscuro. Se ven en rojo las cámaras de aire: el doble fondo del compartimento C5 y el conducto de escape por la escotilla de popa, bajo la bañera.

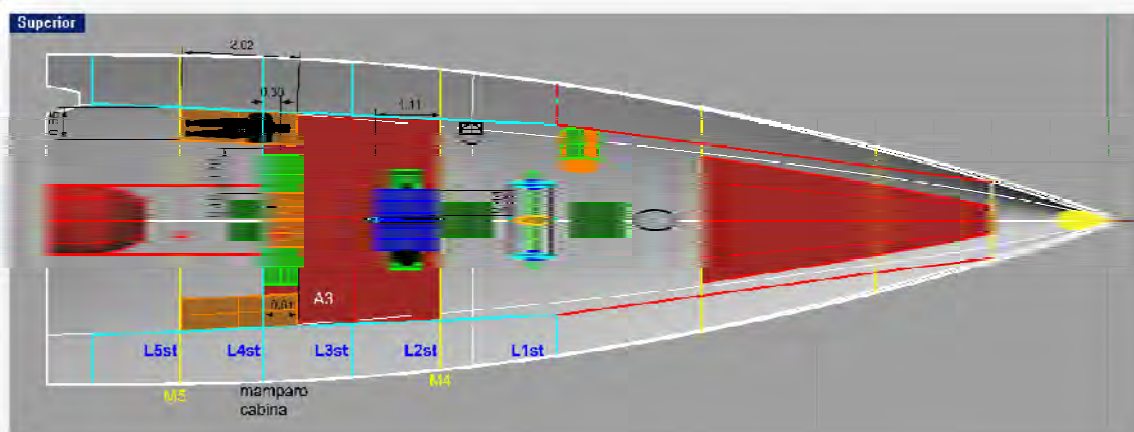
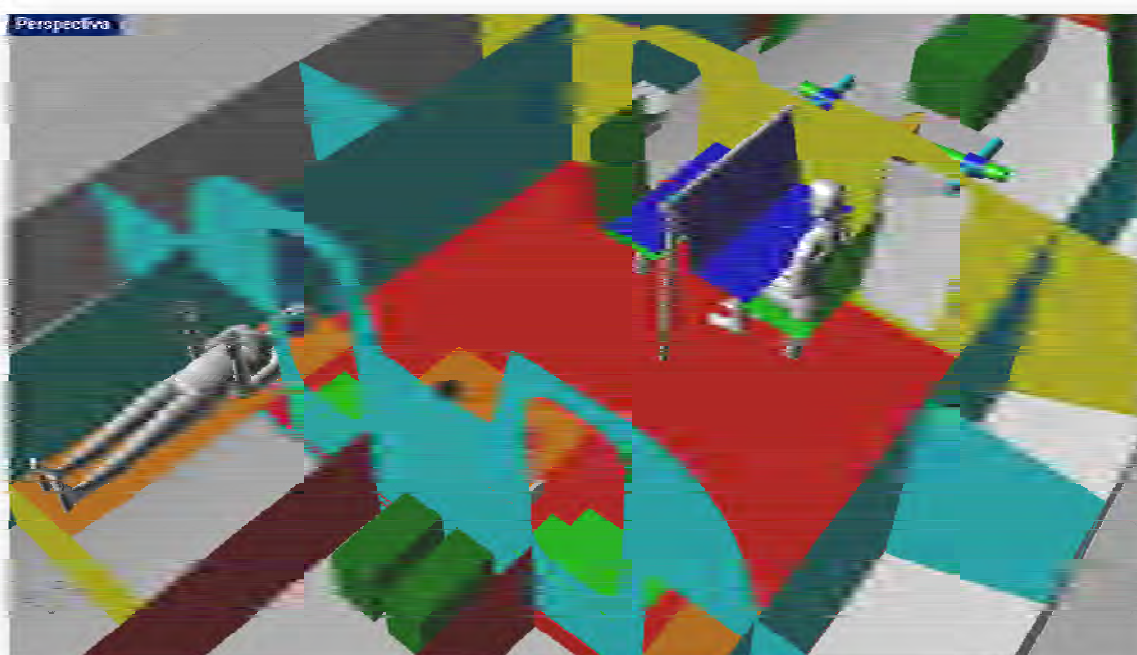
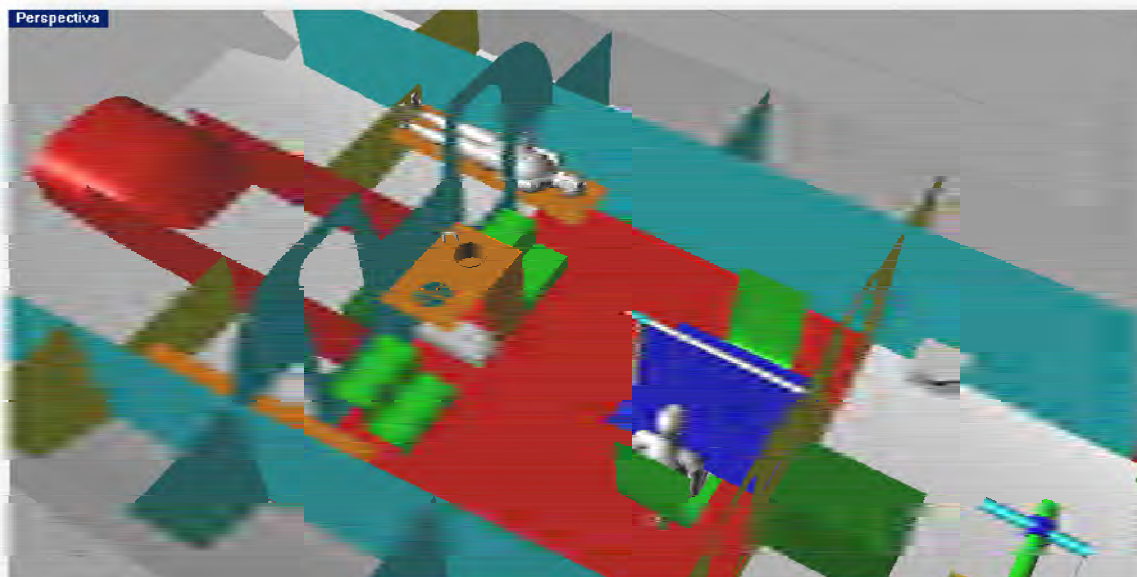


Figura 3. 13. Vista en planta de la habitación



Figuras 3. 14. a) y b) Vistas en perspectiva de la zona de habilitación

3 DISPOSICIÓN DE LA CUBIERTA



Figura 3. 15. Foto del Virbac-Paprec 3 (www.sailracewin.blogspot.com)

Se realiza también en esta fase de proyecto un estudio preliminar de la disposición de la cubierta y la cabina. Siguiendo el ejemplo de algunos barcos recientes, como el *Hugo Boss* y el *Virbac-Paprec 3*, se opta por una novedosa cabina dividida en dos partes, con el objeto de crear un pasillo seguro en cruzía, por donde se

reenvían todos los cabos del palo a la bañera. Este pasillo sirve también para el tránsito seguro de la bañera a la proa. Cada lado de la cabina posee una pieza deslizante para prolongar la cabina y dar cobijo al timonel. Como la altura no es suficiente, se disponen unas burbujas transparentes (frecuentes en la última generación de estos barcos) para facilitar la visibilidad del timonel y su confort. El gobierno es mediante cañas en vez de timones, que se prolongan hasta el asiento protegido del timonel.

Se disponen tres winches en ese pasillo central para manejar todos los cabos, y dos a popa del puesto de gobierno para burdas y carro de la mayor. Éste es curvo para contar con más recorrido que la manga del barco, y cierra la bañera por la popa, creando así un espacio seguro y relativamente pequeño, para minimizar los movimientos del regatista, y que cuente con numerosos y próximos puntos de apoyo. Completa el equipo de cubierta el molinillo (o *coffee*), situado en el centro de la bañera.

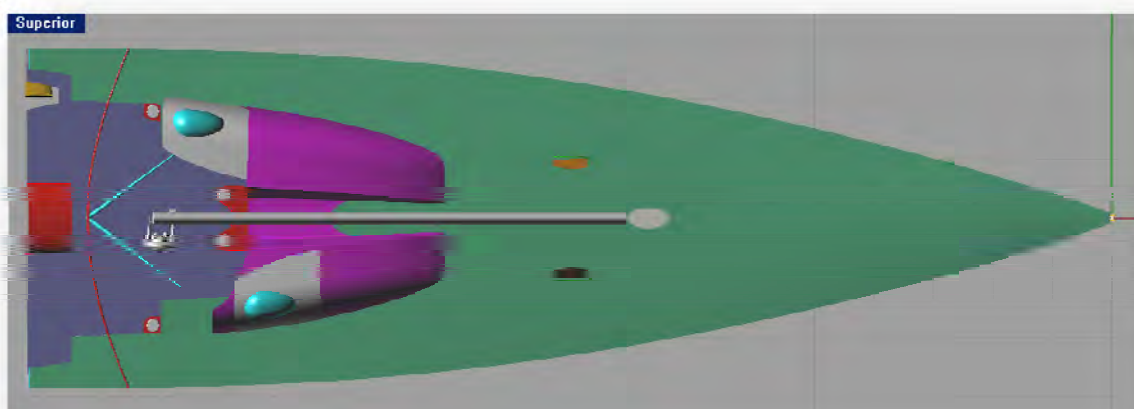
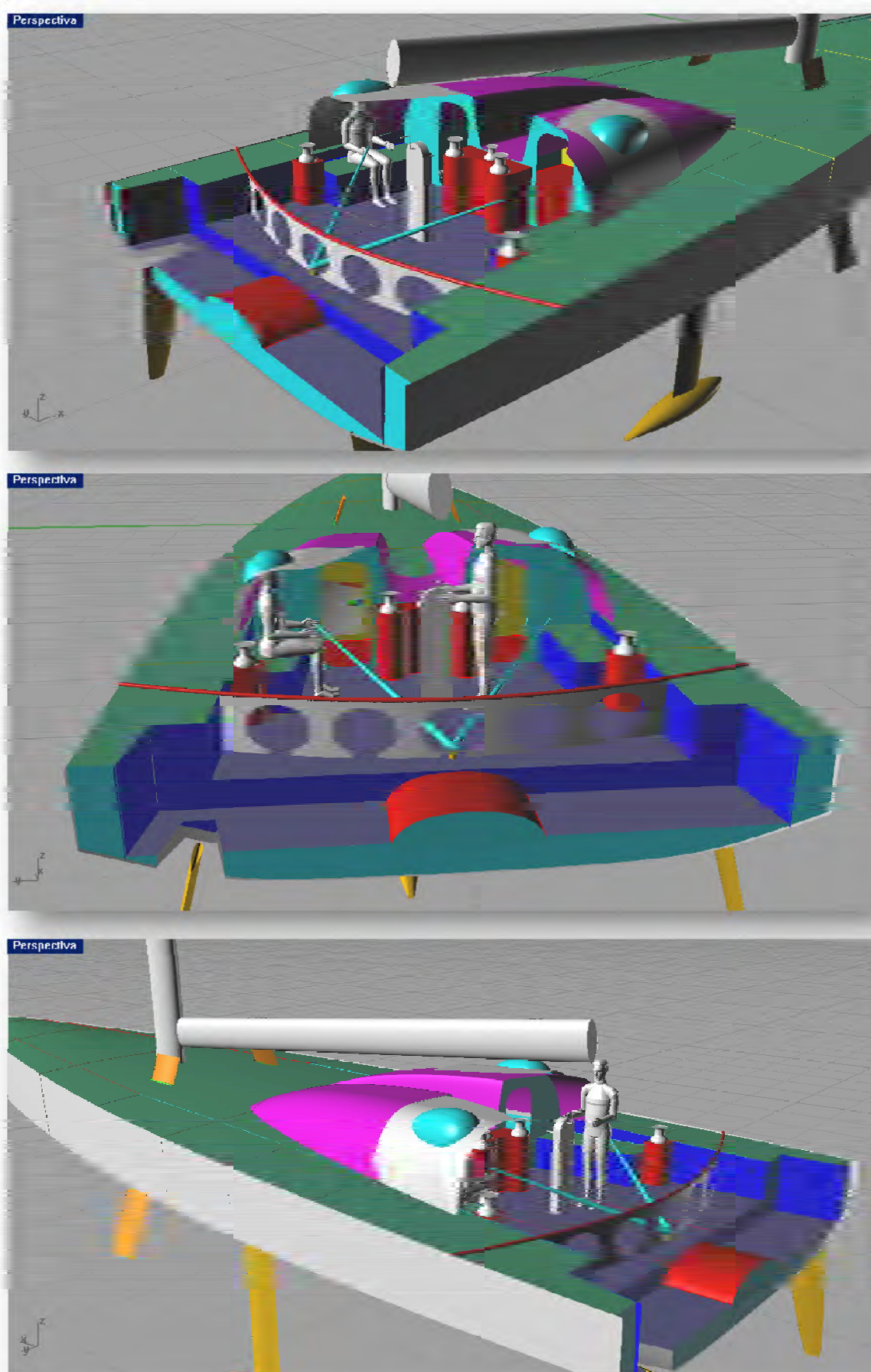


Figura 3. 16. Vista en planta de la cubierta



Figuras 3. 17.a, b y c: Vistas de la bañera y cabina

4 REFERENCIAS

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING (ABS) (1994) “Guide for building and classing Offshore Racing Yachts”

INTERNATIONAL MONOHULL OPEN CLASS ASSOCIATION (I.M.O.C.A) (2010)
Open 60’ ISAF International Class. “Class Rules 2010”

INTERNATIONAL SAILING FEDERATION (ISAF) (2010) “Offshore special regulations. Race category 0 monohulls”

JOURDAIN R. (2009) “Veolia Environment technical specifications”

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) “Principles of Yacht Design” 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

MCNEEL R & Associates (2001) “Introducción a Rhinoceros”

MCNEEL R & Associates (2008) “Manual de formación de Rhinoceros v4.0”

SEAHORSE MAGACINE (2007) “Design: Open 60 Safran for Marc Guillemot”

THOMSON A. (2010) “Hugo Boss Open 60 for sale”

www.barcelonaworldrace.com

www.guillaumeverdier.com

www.jp dick.com

www.safran-sailingteam.com

www.volvopenta.com

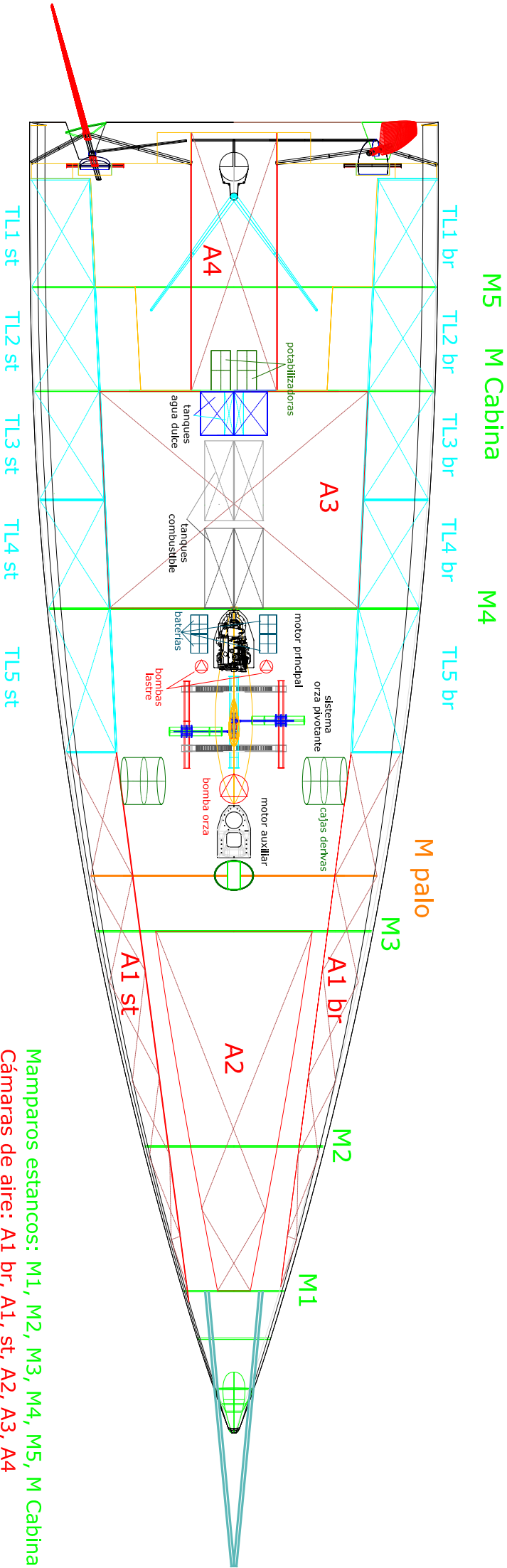
www.vplp.fr

5 ANEXO. PLANOS DE DISPOSICIÓN GENERAL

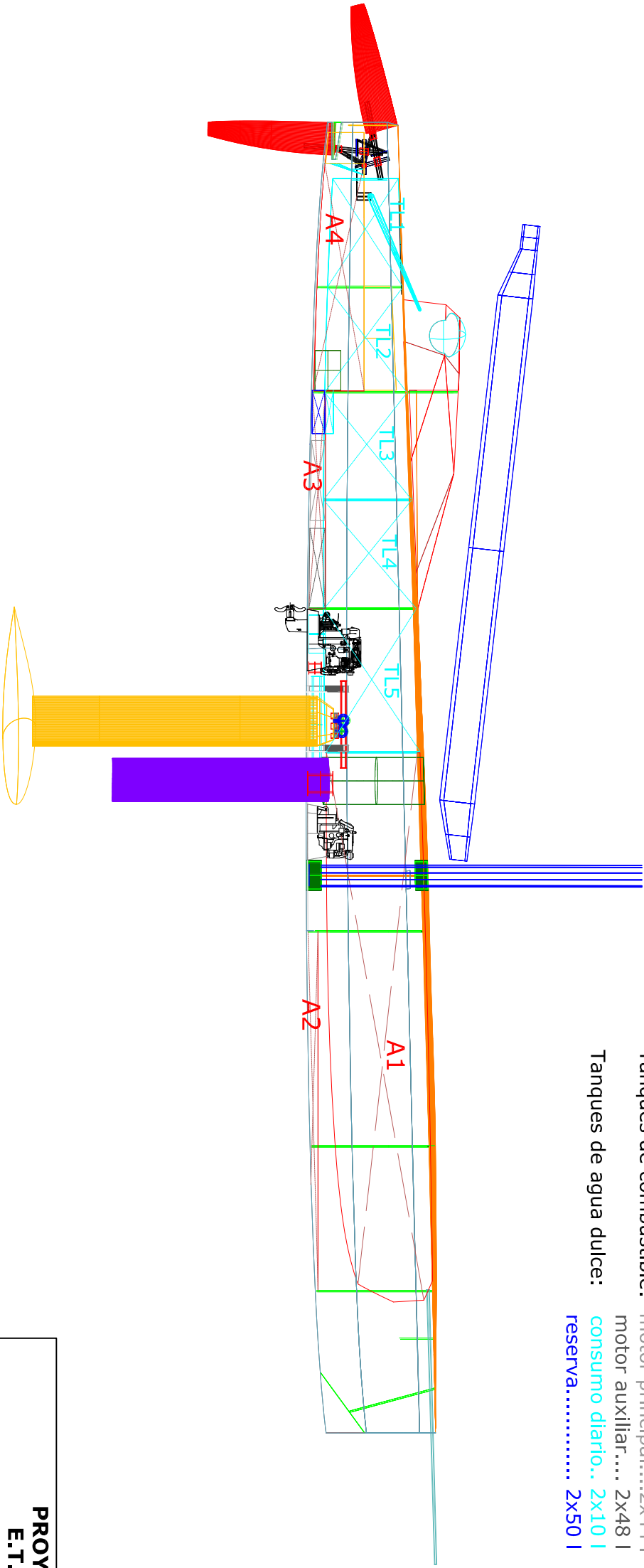
Se presentan a continuación los siguientes planos:

PLANO Nº 3: Disposición general. Cámara de máquinas

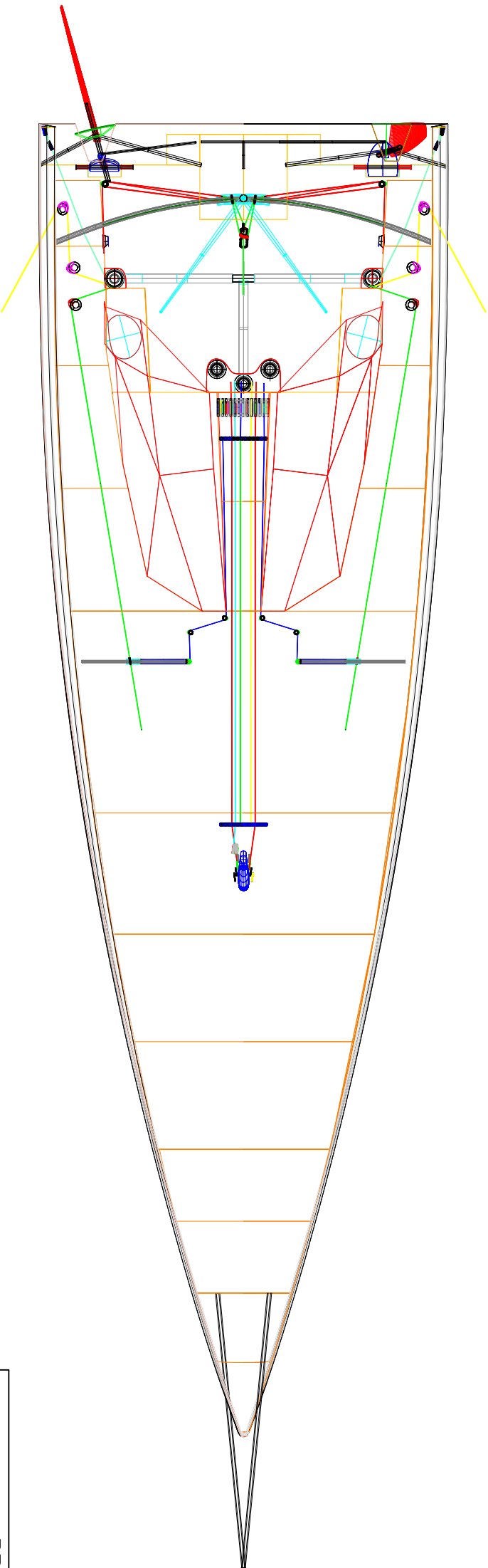
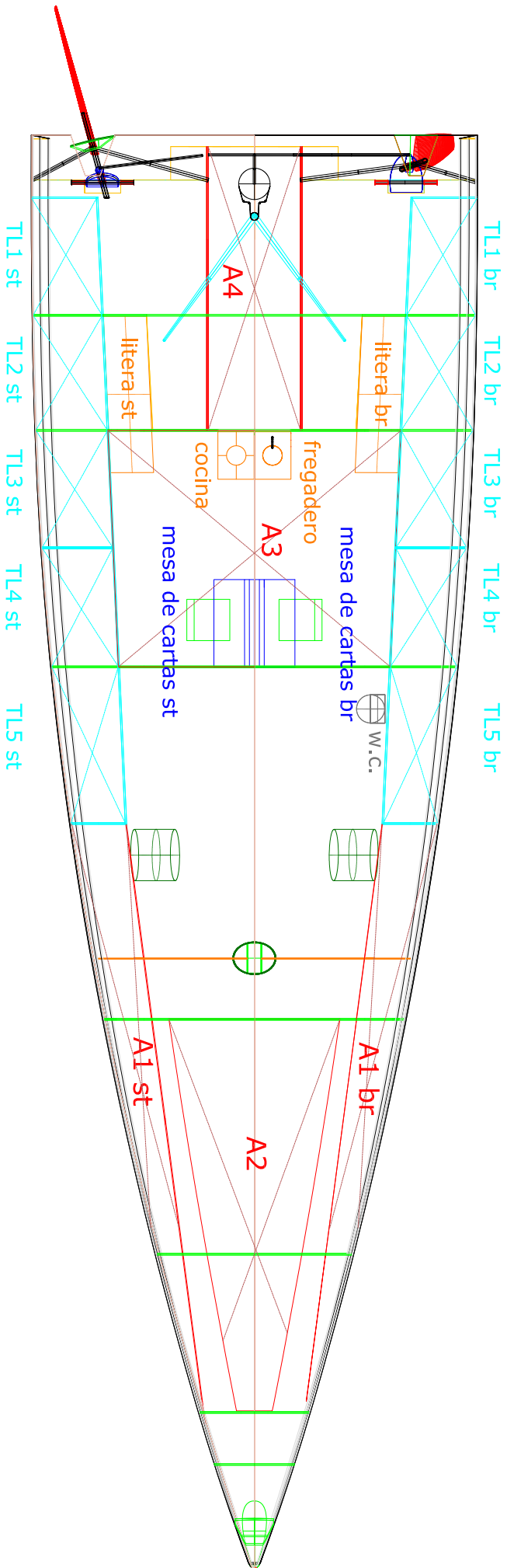
PLANO Nº 4: Disposición general. Habitación y cubierta



Mamparos estancos: M1, M2, M3, M4, M5, M Cabina
Cámaras de aire: A1 br, A1, st, A2, A3, A4
Tanques de lastre: TL 1, TL 2, TL 3, TL 4, TL 5
Tanques de combustible: motor principal....2x44 l
motor auxiliar.... 2x48 l
consumo diario.. 2x10 l
Tanques de agua dulce: reserva..... 2x50 l



PROYECTO Nº 1719 E.T.S.I.NAVALES		
DISPOSICIÓN GENERAL. CÁMARA DE MÁQUINAS		
ESCALA	1:75	TIPO DE BARCO: Veleiro de competición Clase IMOCA OPEN 60
TUTOR	José María Riola Rodríguez	
ALUMNO	Jose Manuel Ballester Vitétez	PLANO Nº: 3



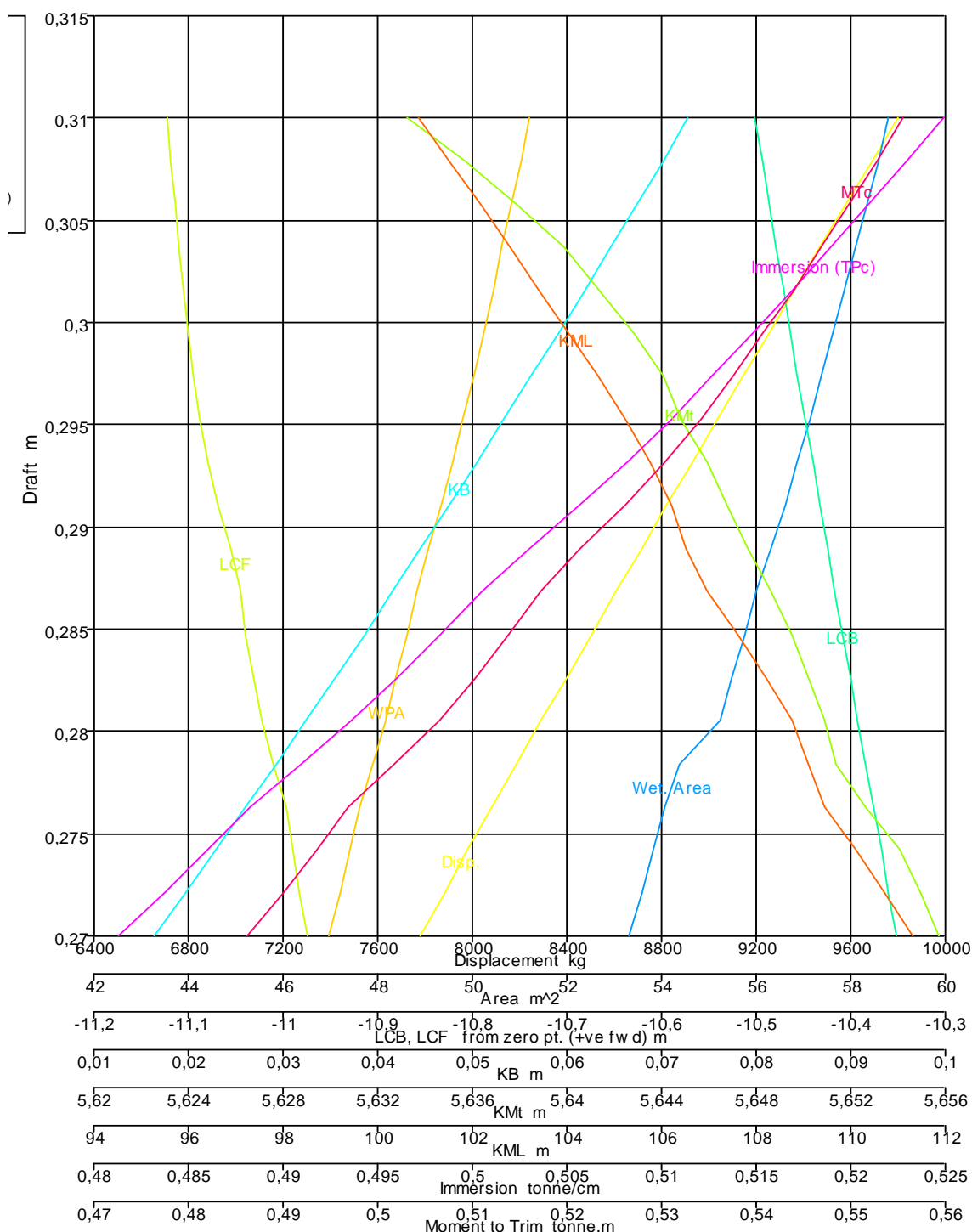
PROYECTO Nº 1719 E.T.S.I.NAVALES		
DISPOSICIÓN GENERAL. HABILITACIÓN Y CUBIERTA		
ESCALA	1:75	TIPO DE BARCO: Velero de competición Clase IMOCA OPEN 60
TUTOR	José María Riola Rodríguez	
ALUMNO	Jose Manuel Ballester Vitétez	PLANO Nº: 4

1	CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS	
1.1	Barco con apéndices	2
1.2	Barco sin apéndices	4
2	CARENAS INCLINADAS CON APÉNDICES	6
3	CURVAS DE ESTABILIDAD A GRANDES ÁNGULOS	8
4	REFERENCIAS	9

1 CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS

1.1 Barco con apéndices

Se calculan las características hidrostáticas del barco adrizado, con los apéndices, variando el calado desde 0.27 a 0.31m. Se presentan las diferentes curvas y la tabla con todos los datos. Todos estos cálculos se realizan con el programa Hydromax.



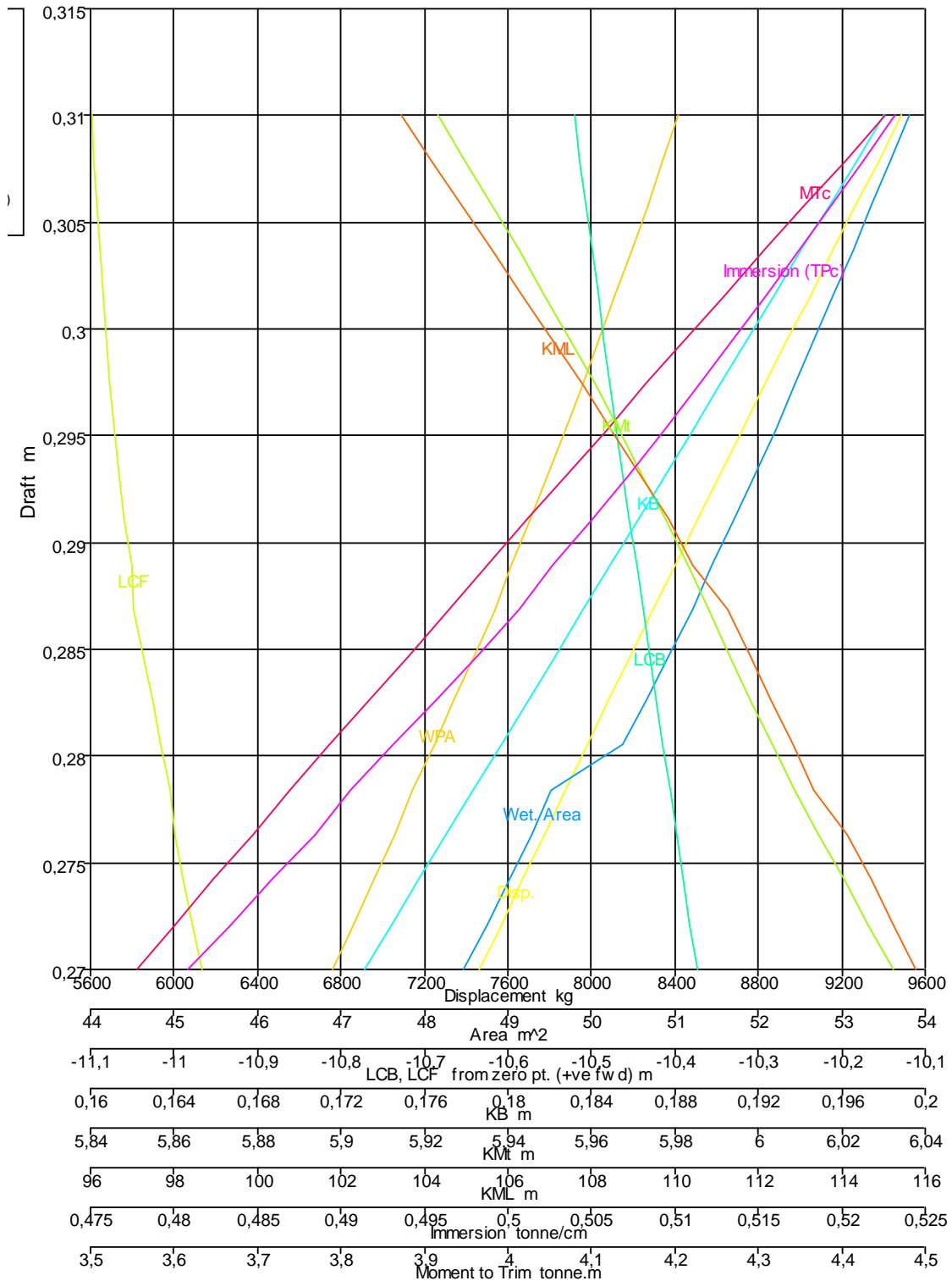
Gráfica 4. 1. Curvas de las características hidrostáticas en función del calado, barco con apéndices

Tabla 4. 1. Características hidrostáticas en función del calado, barco con apéndices

Draft Amidsh. m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Displacement kg	7778	7880	7982	8085	8188	8293	8397	8502	8608	8714	8821	8928	9036	9144	9252	9361	9471	9581	9691	9802
Heel to Starboard	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Draft at FP m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Draft at AP m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Draft at LCF m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Trim m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
WL Length m	18,182	18,198	18,215	18,231	18,247	18,249	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250	18,250
WL Beam m	4,225	4,225	4,224	4,223	4,223	4,222	4,221	4,221	4,220	4,219	4,219	4,218	4,217	4,217	4,216	4,216	4,215	4,214	4,214	4,213
Wetted Area m^2	53,307	53,571	53,825	54,070	54,364	55,225	55,495	55,756	56,008	56,300	56,607	56,877	57,135	57,386	57,631	57,872	58,110	58,344	58,576	58,805
Waterpl. Area m^2	46,957	47,192	47,418	47,634	47,898	48,162	48,394	48,616	48,830	49,075	49,339	49,579	49,804	50,020	50,228	50,432	50,632	50,828	51,021	51,211
Prismatic Coeff.	0,508	0,510	0,512	0,513	0,515	0,518	0,520	0,522	0,524	0,526	0,529	0,531	0,533	0,535	0,537	0,539	0,541	0,544	0,546	0,548
Block Coeff.	0,068	0,069	0,069	0,070	0,070	0,071	0,072	0,072	0,073	0,073	0,074	0,074	0,075	0,076	0,076	0,077	0,077	0,078	0,078	0,079
Midship Area Coeff.	0,930	0,927	0,925	0,923	0,920	0,918	0,916	0,914	0,912	0,909	0,907	0,906	0,904	0,902	0,900	0,898	0,896	0,894	0,892	0,891
Waterpl. Area Coeff.	0,658	0,659	0,659	0,660	0,660	0,662	0,663	0,664	0,665	0,666	0,667	0,668	0,669	0,670	0,671	0,671	0,672	0,673	0,673	0,674
LCB m	-10,352	-10,360	-10,368	-10,376	-10,384	-10,393	-10,401	-10,409	-10,417	-10,425	-10,432	-10,440	-10,448	-10,456	-10,464	-10,471	-10,479	-10,486	-10,494	-10,501
LCF m	-10,974	-10,983	-10,990	-10,996	-11,010	-11,023	-11,032	-11,039	-11,045	-11,056	-11,069	-11,079	-11,088	-11,094	-11,100	-11,105	-11,110	-11,115	-11,119	-11,122
KB m	0,016	0,020	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035	0,039	0,042	0,045	0,048	0,050	0,053	0,056	0,059	0,062	0,065	0,067	0,070	0,073
KG m	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470	-0,470
BMt m	5,639	5,635	5,631	5,627	5,622	5,619	5,615	5,611	5,607	5,603	5,599	5,595	5,591	5,588	5,584	5,579	5,575	5,570	5,566	5,560
BML m	111,287	110,719	110,097	109,427	109,072	108,718	108,167	107,569	106,931	106,488	106,168	105,710	105,178	104,599	103,991	103,366	102,736	102,093	101,449	100,797
GMt m	6,126	6,125	6,124	6,122	6,121	6,121	6,120	6,119	6,118	6,117	6,117	6,116	6,115	6,114	6,113	6,111	6,110	6,108	6,106	6,103
GML m	111,774	111,208	110,589	109,923	109,571	109,220	108,672	108,077	107,442	107,002	106,685	106,230	105,701	105,125	104,520	103,898	103,271	102,631	101,989	101,339
KMt m	5,656	5,655	5,654	5,653	5,651	5,651	5,650	5,650	5,649	5,648	5,647	5,646	5,645	5,644	5,643	5,641	5,640	5,638	5,636	5,633
KML m	111,304	110,739	110,119	109,454	109,102	108,750	108,202	107,607	106,973	106,532	106,215	105,760	105,231	104,655	104,050	103,428	102,801	102,161	101,519	100,870
Immersion (TPc) tonne/cm	0,481	0,484	0,486	0,488	0,491	0,494	0,496	0,498	0,501	0,503	0,506	0,508	0,510	0,513	0,515	0,517	0,519	0,521	0,523	0,525
MTc tonne.m	0,486	0,490	0,494	0,497	0,502	0,506	0,510	0,514	0,517	0,521	0,526	0,530	0,534	0,538	0,541	0,544	0,547	0,550	0,553	0,555
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) kg.m	831,455	842,257	853,084	863,880	874,759	885,813	896,887	908,014	919,154	930,336	941,585	952,902	964,222	975,650	987,039	998,433	1009,86	1021,26	1032,660	1044,04
Max deck inclination deg	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Trim angle (+ve by stern) deg	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

1.2 Barco sin apéndices

Se repiten los cálculos anteriores para la carena sin los apéndices.



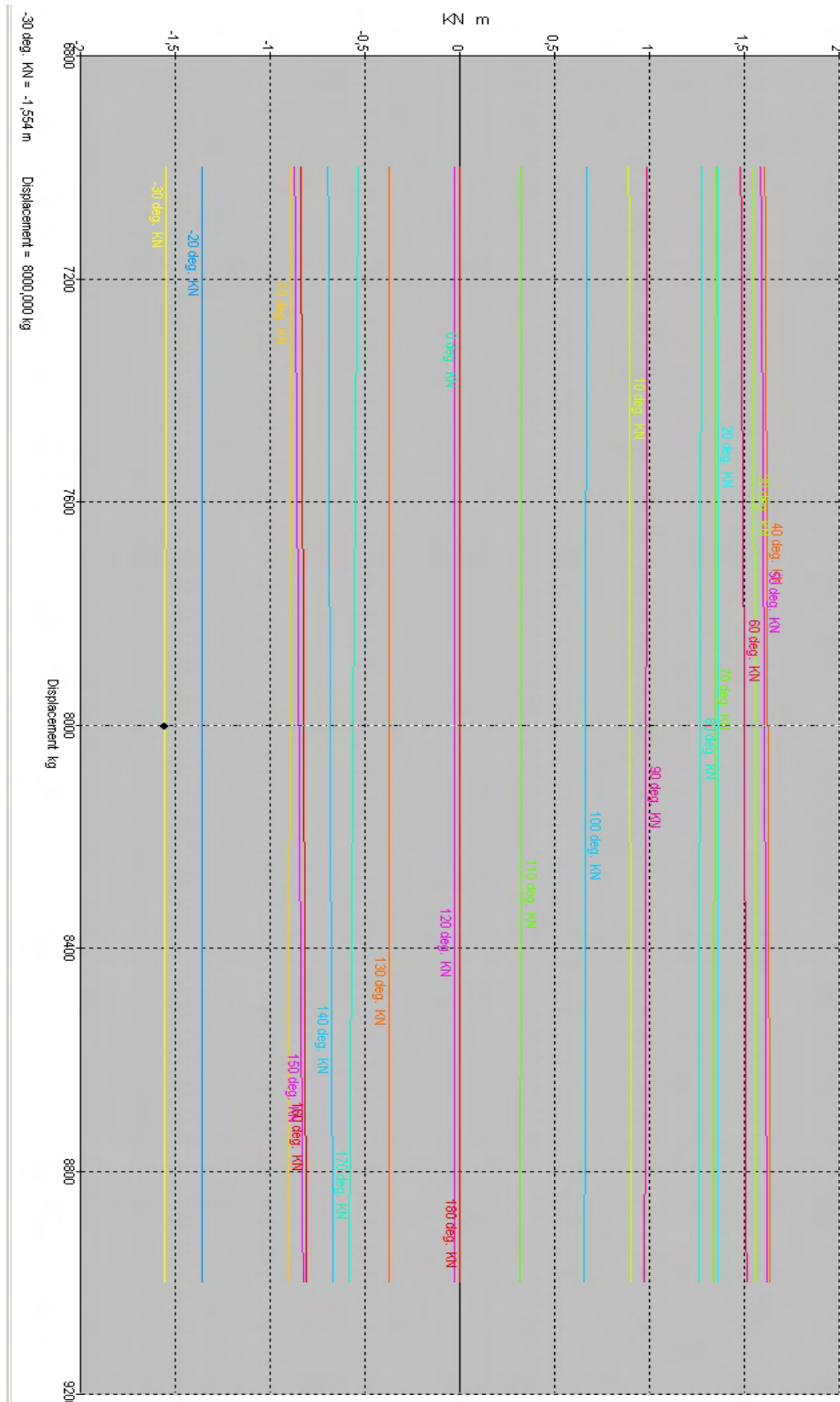
Gráfica 4. 2. Curvas de las características hidrostáticas en función del calado, barco sin apéndices

Tabla 4. 2. Características hidrostáticas en función del calado, barco con apéndices

Draft Amdsh. m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Displacement kg	7465	7567	7669	7772	7876	7980	8084	8189	8295	8401	8508	8615	8722	8830	8938	9047	9156	9266	9376	9487
Heel to Starboard	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Draft at FP m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Draft at AP m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Draft at LCF m	0,270	0,272	0,274	0,276	0,278	0,281	0,283	0,285	0,287	0,289	0,291	0,293	0,295	0,297	0,299	0,302	0,304	0,306	0,308	0,310
Trim m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
WL Length m	17,947	17,982	18,017	18,051	18,085	18,106	18,124	18,141	18,159	18,177	18,195	18,212	18,230	18,246	18,246	18,246	18,246	18,246	18,247	18,247
WL Beam m	3,923	3,936	3,949	3,961	3,974	3,987	4,000	4,013	4,026	4,039	4,052	4,065	4,078	4,091	4,103	4,116	4,128	4,140	4,153	4,166
Wetted Area m ²	48,469	48,744	49,018	49,288	49,523	50,371	50,651	50,931	51,210	51,439	51,704	51,954	52,197	52,437	52,671	52,903	53,132	53,359	53,583	53,806
Waterpl. Area m ²	46,908	47,158	47,406	47,650	47,859	48,113	48,358	48,603	48,847	49,041	49,270	49,484	49,691	49,894	50,092	50,288	50,481	50,671	50,858	51,044
Prismatic Coeff.	0,589	0,589	0,589	0,590	0,590	0,590	0,591	0,592	0,592	0,593	0,594	0,594	0,595	0,595	0,596	0,598	0,599	0,600	0,601	0,602
Block Coeff.	0,383	0,383	0,384	0,384	0,384	0,384	0,385	0,385	0,386	0,386	0,387	0,387	0,388	0,388	0,389	0,390	0,391	0,391	0,392	0,393
Midship Area Coeff.	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728
Waterpl. Area Coeff.	0,666	0,666	0,666	0,666	0,666	0,667	0,667	0,668	0,668	0,668	0,668	0,668	0,668	0,668	0,669	0,670	0,670	0,671	0,671	0,672
LCB m	-10,373	-10,382	-10,390	-10,398	-10,406	-10,414	-10,422	-10,430	-10,438	-10,446	-10,454	-10,462	-10,470	-10,477	-10,485	-10,492	-10,499	-10,507	-10,514	-10,521
LCF m	-10,966	-10,978	-10,988	-10,999	-11,004	-11,016	-11,026	-11,037	-11,048	-11,051	-11,059	-11,066	-11,072	-11,077	-11,081	-11,085	-11,089	-11,093	-11,096	-11,099
KB m	0,173	0,174	0,176	0,177	0,178	0,180	0,181	0,182	0,184	0,185	0,186	0,188	0,189	0,190	0,191	0,193	0,194	0,195	0,197	0,198
KG m	-735,73	-735,73	-735,73	-735,7	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73	-735,73
BMt m	5,859	5,852	5,845	5,837	5,830	5,824	5,817	5,811	5,805	5,798	5,791	5,785	5,778	5,771	5,763	5,756	5,749	5,741	5,733	5,725
BML m	115,614	115,061	114,513	113,940	113,154	112,667	112,132	111,604	111,077	110,251	109,659	108,991	108,294	107,588	106,865	106,141	105,419	104,694	103,969	103,248
GMt m	741,766	741,760	741,754	741,748	741,743	741,737	741,732	741,727	741,722	741,717	741,711	741,706	741,700	741,695	741,689	741,682	741,676	741,670	741,663	741,657
GML m	851,521	850,969	850,422	849,851	849,066	848,581	848,046	847,520	846,994	846,170	845,579	844,912	844,217	843,512	842,790	842,067	841,347	840,624	839,900	839,180
KMt m	6,032	6,026	6,021	6,015	6,009	6,004	5,998	5,993	5,988	5,983	5,978	5,972	5,967	5,961	5,955	5,949	5,943	5,936	5,930	5,923
KML m	115,787	115,235	114,688	114,117	113,332	112,847	112,313	111,786	111,261	110,436	109,845	109,178	108,483	107,778	107,056	106,333	105,613	104,890	104,166	103,446
Immersion tonne/cm	0,481	0,483	0,486	0,488	0,491	0,493	0,496	0,498	0,501	0,503	0,505	0,507	0,509	0,511	0,513	0,515	0,517	0,519	0,521	0,523
MTc tonne.m	3,555	3,601	3,647	3,694	3,739	3,787	3,834	3,881	3,929	3,975	4,023	4,070	4,118	4,165	4,213	4,260	4,308	4,356	4,404	4,452
RM at 1deg = GMt.Disp. sin(1) kg.m	96639	97958	99283	100615	101953	103299	104651	106010	107376	108748	110127	111511	112902	114298	115700	117107	118520	119938	121362	122791
Max deck inclination	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Trim angle	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

2 CARENAS INCLINADAS CON APÉNDICES

Se representan a continuación las curvas KN para desplazamientos desde los 7000 hasta los 9000 kg, tomados cada 100 kg. Los ángulos varían desde los 30 grados a babor hasta los 180° a estribor (el programa va escorando el barco hacia estribor), tomados de 10° en 10°.



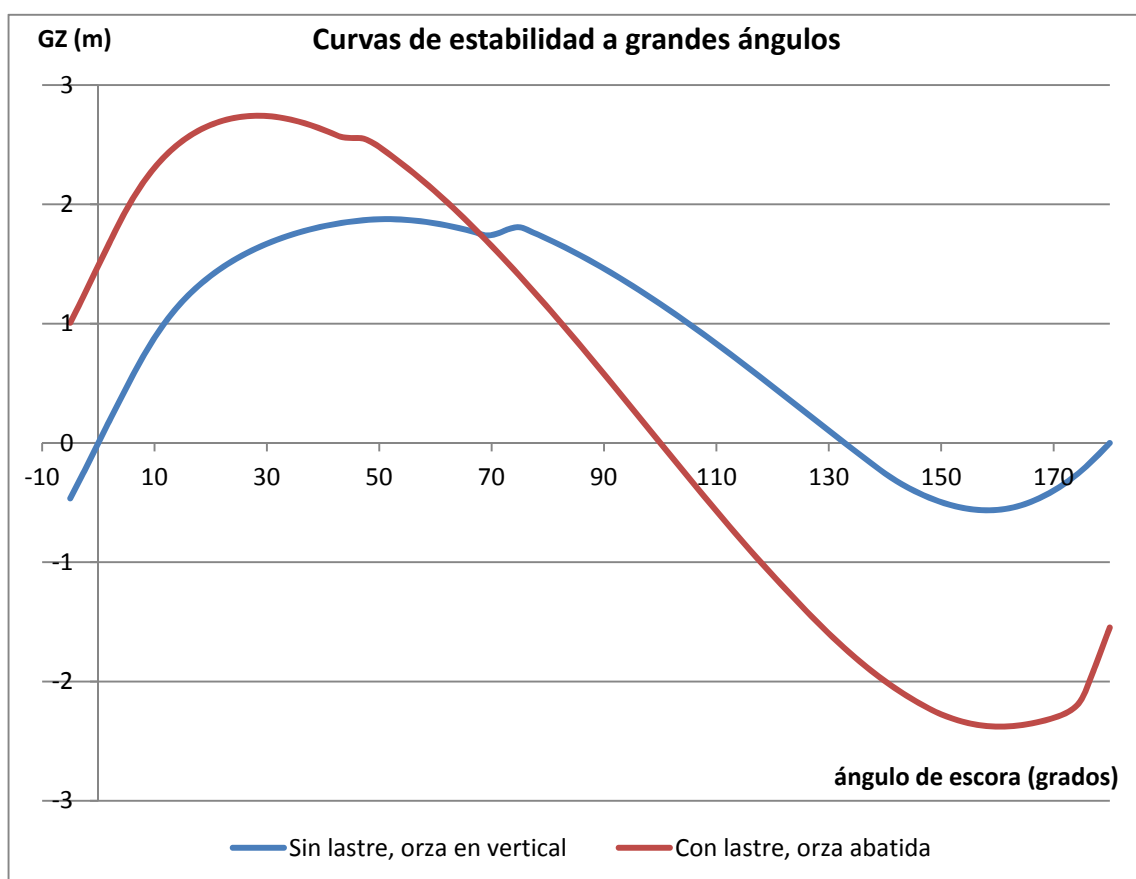
Gráfica 4.3. Curvas KN en función del desplazamiento

Tabla 4. 3. Curvas KN en función del desplazamiento

Displ	LCG	KN																					
kg	m	30,0 Port	20,0 Port	10,0	0,0	10,0 Starb.	20,0.	30,0	0,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0	110,0	120,0 .	130,0	140,0	150,0	160,0	170,0	180,0
7000	-10,285	-1,547	-1,358	-0,891	0	0,891	1,358	1,547	1,608	1,587	1,48	1,351	1,275	0,989	0,669	0,326	-0,025	-0,371	-0,694	-0,872	-0,839	-0,534	0
7105	-10,295	-1,548	-1,358	-0,892	0	0,892	1,358	1,548	1,61	1,589	1,483	1,35	1,274	0,988	0,668	0,326	-0,025	-0,371	-0,693	-0,869	-0,837	-0,538	0
7211	-10,304	-1,549	-1,359	-0,892	0	0,893	1,359	1,549	1,612	1,592	1,485	1,349	1,273	0,987	0,667	0,325	-0,025	-0,371	-0,692	-0,867	-0,836	-0,541	0
7316	-10,313	-1,55	-1,359	-0,893	0	0,893	1,359	1,55	1,613	1,594	1,487	1,348	1,272	0,987	0,667	0,325	-0,026	-0,371	-0,691	-0,864	-0,834	-0,544	0
7421	-10,322	-1,551	-1,359	-0,894	0	0,894	1,359	1,551	1,615	1,596	1,489	1,347	1,271	0,986	0,666	0,325	-0,026	-0,371	-0,69	-0,862	-0,832	-0,547	0
7526	-10,331	-1,552	-1,36	-0,895	0	0,895	1,36	1,552	1,617	1,598	1,491	1,346	1,27	0,985	0,665	0,324	-0,026	-0,371	-0,689	-0,859	-0,83	-0,55	0
7632	-10,34	-1,552	-1,36	-0,895	0	0,895	1,36	1,552	1,618	1,6	1,493	1,346	1,27	0,984	0,665	0,324	-0,026	-0,371	-0,688	-0,857	-0,829	-0,553	0
7737	-10,348	-1,553	-1,36	-0,896	0	0,896	1,36	1,553	1,62	1,602	1,495	1,345	1,269	0,983	0,664	0,323	-0,027	-0,371	-0,687	-0,854	-0,827	-0,556	0
7842	-10,357	-1,554	-1,36	-0,896	0	0,896	1,36	1,554	1,621	1,604	1,497	1,344	1,268	0,983	0,664	0,323	-0,027	-0,371	-0,685	-0,852	-0,826	-0,558	0
7947	-10,365	-1,554	-1,36	-0,897	0	0,897	1,36	1,554	1,623	1,606	1,498	1,344	1,267	0,982	0,663	0,323	-0,027	-0,371	-0,684	-0,849	-0,824	-0,561	0
8053	-10,374	-1,555	-1,36	-0,897	0	0,897	1,36	1,555	1,624	1,607	1,5	1,343	1,266	0,981	0,663	0,322	-0,027	-0,371	-0,683	-0,847	-0,822	-0,563	0
8158	-10,382	-1,555	-1,36	-0,898	0	0,898	1,36	1,555	1,625	1,609	1,501	1,343	1,265	0,98	0,662	0,322	-0,027	-0,371	-0,681	-0,845	-0,821	-0,566	0
8263	-10,39	-1,556	-1,36	-0,898	0	0,898	1,36	1,556	1,627	1,61	1,503	1,342	1,264	0,98	0,661	0,322	-0,027	-0,371	-0,68	-0,842	-0,819	-0,568	0
8368	-10,398	-1,556	-1,36	-0,898	0	0,899	1,36	1,556	1,628	1,612	1,504	1,341	1,263	0,979	0,661	0,321	-0,027	-0,371	-0,678	-0,84	-0,818	-0,57	0
8474	-10,406	-1,557	-1,36	-0,899	0	0,899	1,36	1,557	1,629	1,613	1,505	1,341	1,262	0,978	0,66	0,321	-0,028	-0,371	-0,677	-0,838	-0,816	-0,573	0
8579	-10,414	-1,557	-1,36	-0,899	0	0,899	1,36	1,557	1,63	1,614	1,507	1,341	1,261	0,977	0,66	0,321	-0,028	-0,371	-0,675	-0,836	-0,815	-0,575	0
8684	-10,422	-1,557	-1,359	-0,899	0	0,899	1,36	1,558	1,631	1,616	1,508	1,34	1,26	0,977	0,659	0,32	-0,028	-0,371	-0,674	-0,834	-0,813	-0,577	0
8789	-10,43	-1,558	-1,359	-0,899	0	0,899	1,36	1,558	1,633	1,617	1,509	1,34	1,259	0,976	0,659	0,32	-0,028	-0,371	-0,672	-0,831	-0,812	-0,579	0
8895	-10,438	-1,558	-1,359	-0,899	0	0,899	1,359	1,558	1,634	1,618	1,51	1,339	1,258	0,975	0,658	0,32	-0,028	-0,37	-0,67	-0,829	-0,811	-0,581	0
9000	-10,446	-1,558	-1,359	-0,899	0	0,899	1,359	1,559	1,635	1,619	1,511	1,339	1,257	0,974	0,658	0,32	-0,028	-0,37	-0,669	-0,827	-0,809	-0,583	0

3 CURVAS DE ESTABILIDAD A GRANDES ÁNGULOS

Estas curvas ya se calcularon en el Cuaderno 2. Se vuelven a reproducir aquí ambas curvas, con el barco sin lastre y con la orza en su posición de equilibrio (vertical), y con los tanques de lastre llenos y la orza metida a la misma banda el ángulo máximo que se permite, que recuerdese, es de 37° .



Gráfica 4. 4. Curvas de estabilidad a grandes ángulos, barco sin lastre y orza vertical, y barco con lastre y orza a una banda

4 REFERENCIAS

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) “Principles of Yacht Design” 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

PRADA A. “Estabilidad y comportamiento en la mar”, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona 2011

International Monohull Open Class Association (I.M.O.C.A) (2010) Open 60’ ISAF International Class. “Class Rules 2010”

Formation Design Systems. (2007) Hydromax version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Maxsurf version 13, user manual.

FOSSATI F. (2009) “Aero-hydrodynamics and the performance of sailing yachts” 1ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

1	SISTEMA VÉLICO	
1.1	Dimensionamiento	2
1.2	Coeficientes de las velas elegidas	6
1.3	Determinación del centro vélico	8
2	POSICIONAMIENTO DE LOS APÉNDICES	
2.1	Introducción	10
2.2	Posición del centro de resistencia lateral (CLR)	10
3	RESISTENCIA AL AVANCE Y SISTEMA PROPULSIVO	
3.1	Resistencia del casco	12
3.1.1	Resistencia de fricción del casco	12
3.1.2	Resistencia residuo del casco	13
3.1.3	Resistencia total del casco	15
3.2	Resistencia de los apéndices	15
3.2.1	Resistencia de la orza	16
3.2.2	Resistencia de los timones	16
3.2.3	Resistencia del bulbo	17
3.2.4	Resistencia total de los apéndices	18
3.3	Resistencia al aire	18
3.3.1	Resistencia al aire de la obra muerta	19
3.3.2	Resistencia del palo	19
3.3.3	Resistencia de las derivas	19
3.3.4	Resistencia de la jarcia	20
3.3.5	Resistencia total al aire	20
3.4	Resistencia por rugosidad	21
3.5	Resistencia total al avance y elección del motor	21
4	ELECCIÓN DE LA HÉLICE	
4.1	Introducción. Las series de Wageningen	23
4.2	Cálculo de la hélice óptima	24
5	TIMONES	28
6	REFERENCIAS	29

1 SISTEMA VÉLICO

Las velas constituyen el principal sistema propulsivo de un velero, y su razón de ser. Tratándose además de un barco de regatas, su dimensionamiento y equilibrio con el resto del barco, en especial los apéndices, resulta de vital importancia.

Las reglas de la clase IMOCA no imponen ningún límite a las dimensiones de las velas, tan sólo el palo, que no puede ser superior a los 29 metros de altura, medidos desde la cubierta. En todo lo demás la libertad es total. Hay que tener en cuenta que se puede llevar mucha vela, pero la mayor parte del tiempo que dura una circunnavegación se navega bajo vientos bastante fuertes, por lo que siempre se va con la mayor rizada y focos pequeños o tormentines. Por otro lado, estos barcos se navegan en solitario o en parejas, y llevar una vela sobredimensionada puede resultar bastante problemático a la hora de realizar maniobras con ella.

1.1 Dimensionamiento

Se toma como referencia válida las dimensiones de la mayoría de barcos presentes en la base de datos (*Tabla 1.1* del cuaderno 1) que son 300m² en ceñida. En la página web del equipo *Safran* (www.safran-sailingteam.com) se ilustran muy bien las diferentes velas y sus combinaciones, y de ahí se obtiene el reparto de áreas de mayor y génova, que es de unos 170 y 130m² respectivamente.

Para el dimensionamiento de las velas se emplea el módulo Span del programa Maxsurf, que es un VPP (*velocity prediction program*), aunque muy limitado. Tiene la ventaja de que se puede importar la geometría del barco directamente desde Maxsurf, pero sus resultados no son excesivamente fiables. Aún así se empleó por tratarse de la única herramienta disponible.

Se realizaron distintas combinaciones de velas mayor y génova, que sumaran un total de 300m², limitando el tamaño de la mayor para que pueda ser manejada por una persona sola. Estas dimensiones se hicieron correr en el programa Span, cuya salida es un diagrama polar. Este tipo de diagramas ofrecen diversas magnitudes en función del ángulo de incidencia del viento real: velocidad, ángulo de escora, ángulo del viento aparente, momento escorante, momento adrizante, fuerzas de avance, de arrastre... El parámetro empleado para comparar la eficiencia de cada combinación de velas es el VMG, *velocity made good*, que es la componente de la velocidad del barco en la dirección del viento, por lo que nos da la velocidad con la que el barco gana barlovento.

En primer lugar se ensayaron la mayor y el génova, y se seleccionó la combinación que proporciona mayor VMG en ceñida. Luego, con esa mayor, se ensayan distintos spinnakers para la situación de navegación en popa, que será la predominante durante la regata.

Los parámetros básicos de las dimensiones de las velas son los siguientes: (véase la *Figura 5.1* en la página 5)

- en la mayor, P está fijado al estarlo la altura total del palo (BAS también está fijado determinado por la altura de la cabina, ya que el programa Span no permite la posibilidad de dibujar una botavara inclinada, como llevan estos barcos en la realidad, ya que cuanto menor sea BAS – menor la separación entre la vela y la cubierta- mejor para el rendimiento de la vela) Sólo se pueden variar dos parámetros de la profundidad de la vela con la altura, MGU y MGM, cuya altura es fija, por lo que la vela resultante dista un poco de la realidad. E es la longitud de la botavara.

- en el génova, I se va a mantener fijo, ya que se decide tener un aparejo fraccionado a 9/10. J regula la posición del palo (la cara de barlovento, la mayor comienza tras la anchura del palo, que se estimó aquí como 0.7m) y LP la posición del puño de escota.

Se ensayan 10 combinaciones de velas diferentes para la condición de ceñida (mayor y génova)

Tabla 5. 1. Dimensiones de las distintas velas ensayadas

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P (m)	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28
E (m)	7,5	7,8	8,3	8,3	7,5	8	7,5	7,5	8	7,5
MGU (m)	6	6,5	6,5	6,5	6	6,5	6	6	6,5	6,3
MGM (m)	7,2	7,3	7,7	7,7	7,2	7,6	7,2	7,2	7,5	7,3
BAS (m)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
I (m)	26,1	26,1	26,1	26,1	26,1	26,1	26,1	26,1	26,1	26,1
J (m)	8,5	8	7,5	7	7,5	7	7	9	8,5	8
LP (m)	9,5	9	8,5	8,55	9,6	8,75	9,6	9,4	8,75	9,3
HBI (m)	1,287	1,302	1,316	1,316	1,316	1,316	1,331	1,275	1,287	1,302
Área Mayor (m²)	170,1	176,75	184,45	184,45	170,1	181,3	170,1	170,1	180,25	173,25
Área Génova (m²)	130,38	122,84	115,41	115,52	130,34	118,22	129,70	129,75	120,09	126,93
Área Total (m²)	300,48	299,59	299,86	299,97	300,44	299,52	299,80	299,85	300,34	300,18

En la tabla anterior, BAS es la distancia en vertical desde la cubierta hasta la botavara, y HBI es el francobordo a la altura del palo, cuya posición longitudinal viene determinada por J.

Se mide la eficiencia de cada combinación de velas como el valor máximo de VMG (la velocidad en la dirección del viento, es decir, la velocidad con la que se gana barlovento), en un rango de vientos de 7 a 20 nudos, con mayor densidad en los vientos superiores, que son los que presumiblemente serán predominantes durante una circunnavegación.

Tabla 5. 2. Valores máximos de VMG para cada combinación de velas con diferentes vientos

velocidad viento (nudos)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7	5,19	5,18	5,17	5,17	5,19	5,21	5,19	5,19	5,18	5,18
10	5,21	5,2	5,19	5,19	5,21	5,23	5,16	5,16	5,19	5,2
13	5,82	5,81	5,8	5,8	5,63	5,85	5,63	5,63	5,81	5,81
15	6,26	6,24	6,24	6,24	6,26	6,29	6,26	6,26	6,24	6,25
18	6,94	6,92	6,92	6,92	6,94	6,98	6,94	6,94	6,47	6,93
19	7,15	7,13	7,12	7,12	7,15	7,19	7,15	7,15	6,92	7,14
20	7,34	7,32	7,31	7,31	7,34	7,38	7,34	7,34	7,32	7,33

Como puede observarse, la combinación que ofrece una mayor VMG es la 6.

Se hace igual para el spinnaker, con la mayor elegida anteriormente, variando SL y SMW, manteniendo SPL constante, ya que el spi siempre va a ir amurado al botalón. SPL resulta igual a J más la longitud del botalón, que está limitada por la norma a **1.829m**.

Tabla 5. 3. Diferentes spinnakers y sus valores máximos de VMG para diferentes vientos

diferentes spis	6.1	6.2	6.3	6.4	6.5
SPL	8,829	8,829	8,829	8,829	8,829
SL	29	29	28	27	26
SMW	9	12	12,45	12,9	13,38
AREA	300,15	400,2	400,89	400,545	400,062

v viento (nudos)	VMG (valores negativos por ser navegación en popa)				
7	-6,39	-6,65	-6,65	-6,66	-7,55
10	-8,97	-9,4	-9,4	-9,5	-9,5
13	-10,75	-10,94	-10,94	-10,95	-10,95
15	-11,66	-11,86	-11,87	-11,87	-11,88
18	-12,86	-13,61	-13,62	-13,62	-13,62
19	-13,42	-14,21	-14,22	-14,22	-14,23
20	-14	-14,64	-14,65	-14,65	-14,68

La vela que ofrece mayor velocidad en empopadas es la denominada 6.5 en la tabla anterior.

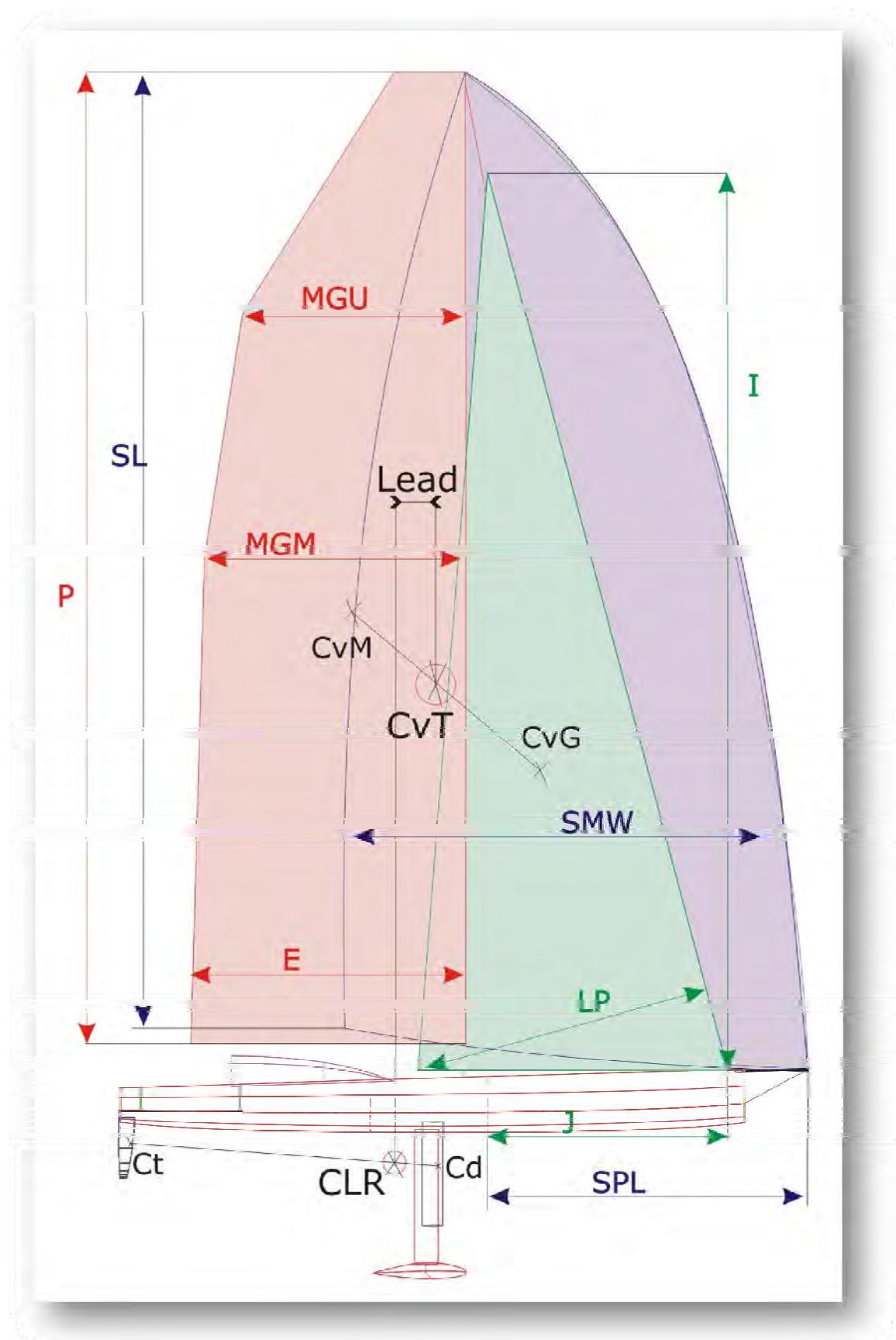


Figura 5. 1 Diagrama de las tres velas y sus dimensiones. Posición de los centros de esfuerzos de las velas y los centros de resistencia de los apéndices. Lead entre el centro de esfuerzos (centro vélico total, C_{vT}) y el centro de resistencia lateral (CLR)

El resultado de la combinación de velas elegida se puede observar en los siguientes diagramas polares, donde se ha resaltado la máxima VMG y el ángulo al que se produce, en ceñida y en empopada:

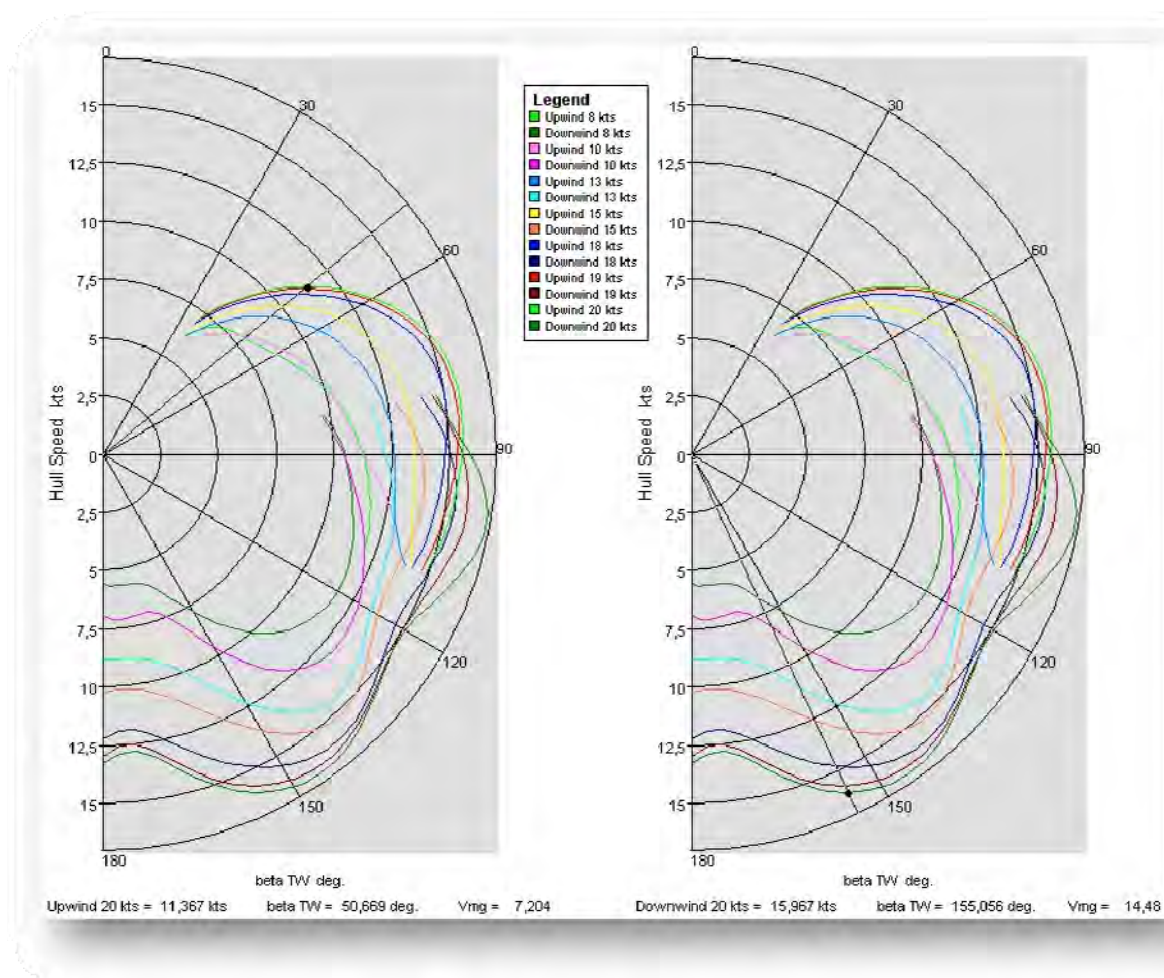


Figura 5. 2. Diagramas polares a diferentes velocidades y puntos de máxima VMG en ceñida y popa

1.2 Coeficientes de las velas elegidas

Para calcular el empuje y arrastre que ofrecen las velas se va a seguir el método descrito en el libro Larsson, en su capítulo 7, el modelo desarrollado en 1980 por G. Hazen. Es un modelo que ya tiene sus años, pero tiene su interés, ya que en él se basan muchos VPPs y sistemas de handicap de regatas como el IMS.

En este método se calculan el empuje y el arrastre por medio de una serie de coeficientes establecidos para cada ángulo de viento incidente de la siguiente manera:

- Coef. empuje: $C_L = (C_{LM} \cdot A_M + C_{LJ} \cdot A_J + C_{LS} \cdot A_S) / A_N$
- Coef. arrastre viscoso o parásito: $C_{DP} = (C_{DPM} \cdot A_M + C_{DPJ} \cdot A_J + C_{DPS} \cdot A_S) / A_N$
- Coef. arrastre inducido: $C_{DI} = C_L^2 \cdot (1/\pi \cdot AR + 0.005)$ siendo AR:
 - o Rumbos cerrados: $AR = (1.1 \cdot (EHM + FA))^2 / A_N$
 - o Rumbos abiertos: $AR = (1.1 \cdot EHM)^2 / A_N$

- Coef. palo y obra muerta: $C_{DO} = 1.13 \cdot (B_{MAX} \cdot FA + EHM \cdot EMDC) / A_N$
- Coef. arrastre total: $C_D = C_{DP} + C_{DI} + C_{DO}$

Donde:

Tabla 5. 4. Nomenclatura para el cálculo de los coeficientes de las velas

C_L	coef. de empuje	A_M	área mayor	B_{MAX}	manga maxima 5.7m
C_{DP}	coef. de arrastre viscoso o parásito	A_J	área gévova	FA	francobordo medio 1.331m
C_{DI}	coef. de arrastre inducido	A_S	area spinnaker	EHM	altura mástil sobre cubierta 29m
C_{DO}	coef. de arrastre del palo y costados	$A_N =$	$A_F + A_J$	$EMDC$	diámetro medio del mástil 0.35m
C_D	coef. de arrastre total	A_F	área triángulo de proa		

Coeficientes de las velas tabulados:

Tabla 5. 5. Coeficientes de empuje y de arrastre de las velas a diferentes ángulos de ataque

Coeficientes de empuje C_l			
ángulo viento	mayor C_{lM}	gévova C_{lJ}	spinnaker C_{lS}
27	1.5	1.5	0.0
50	1.5	0.5	1.5
80	0.95	0.3	1.0
100	0.85	0.0	0.85
180	0.0	0.0	0.0

Coeficientes de arrastre viscoso C_{DP}			
ángulo viento	mayor C_{DPM}	gévova C_{DPJ}	spinnaker C_{DPS}
27	0.02	0.2	0.0
50	0.15	0.25	0.25
80	0.8	0.15	0.9
100	1.0	0.0	1.2
180	0.9	0.0	0.66

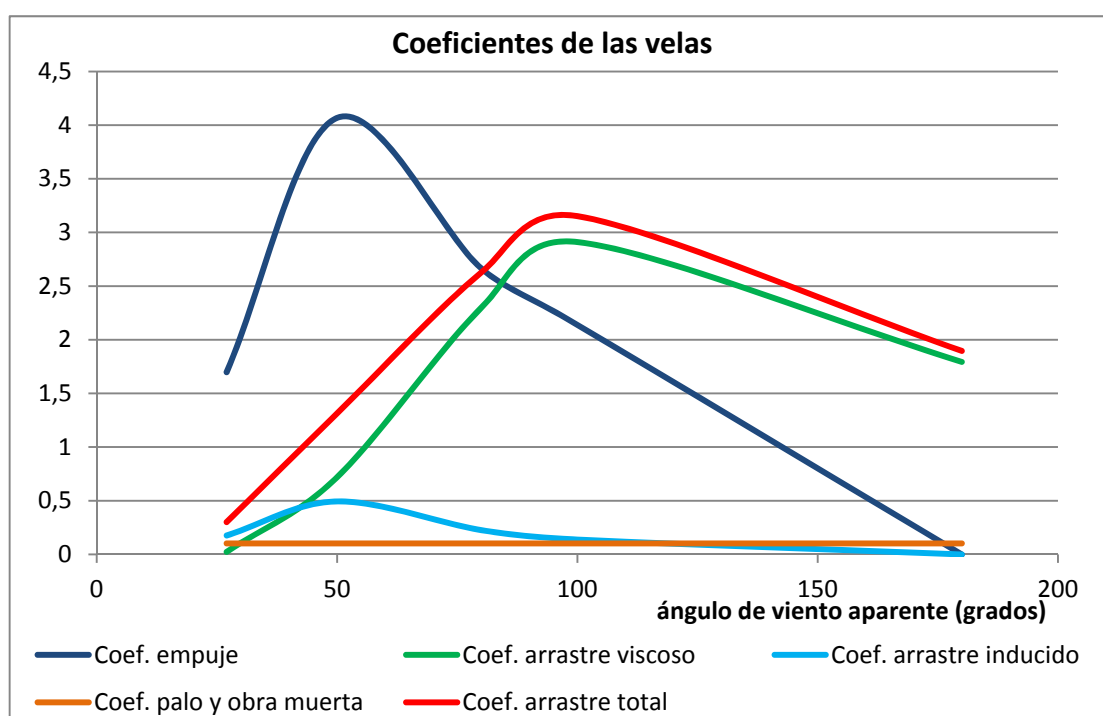
Cálculo de las áreas (m^2), según el método de Hazen:

- $A_M = 0.5 \cdot P \cdot E = 112$
- $A_J = 0.5 \cdot (I^2 + J^2)^{0.5} \cdot LP = 118.22$
- $A_S = 1.15 \cdot SL \cdot J = 233.45$
- $A_F = 0.5 \cdot I \cdot J = 91.35$
- $A_N = A_F + A_M = 400.062$

Con todos estos cálculos se obtienen las siguientes tabla y gráfica:

Tabla 5. 6. Coeficientes totales calculados para diferentes ángulos de ataque

ángulo	C_{lift}	C_{dp}	C_{di}	C_{do}	C_d
27	1,698205	0,022643	0,17634	0,102075	0,301058
50	2,838874	0,514962	0,492792	0,102075	1,109829
80	1,845665	1,561043	0,226254	0,102075	1,889371
100	1,443976	1,928399	0,138487	0,102075	2,168962
180	0	1,253391	0	0,102075	1,355466



Gráfica 5. 1. Coeficientes de empuje y arrastre de las velas a diferentes ángulos de ataque

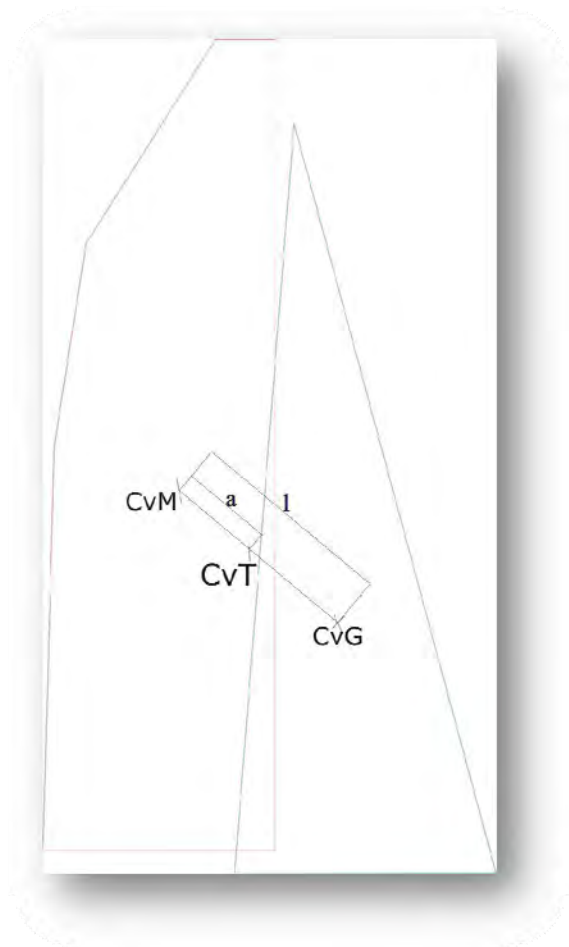
1.3 Determinación del centro vélico

El centro vélico es el punto resultante en el que se pueden considerar concentradas las fuerzas que el viento ejerce en cada vela. Los centros de cada vela se pueden calcular según unas expresiones dadas por el Larsson, pero en este caso los tomamos de la información proporcionada por el Span.

Centro vélico mayor (C_{VM}): (-11.52; 14.755)

Centro vélico génova (C_{VG}): (-6.14; 10.268)

El centro vélico total (C_{VT}) o centro de esfuerzos se calcula:



$$a = \frac{l}{\frac{Am}{Af} + 1}$$

Siendo:

- l, la distancia entre los centros de cada vela
- a, la distancia del centro de la mayor al centro total
- Am, el área de la mayor
- Af, el área del triángulo de proa, es decir, la parte del génova hasta el palo, o sea, $Af=0.5 \cdot I \cdot J$

El centro de esfuerzos (o centro vélico total) queda, pues:

$$CE = (-9.039; 12.657)$$

Figura 5. 3. Cálculo del centro vélico total

2 POSICIONAMIENTO DE LOS APÉNDICES

2.1 Introducción

En el Cuaderno 2 se dimensionaron los apéndices y se determinó su perfil, pero no se posicionaron en el sentido longitudinal del barco. Para ello es necesario conocer primero el centro de esfuerzos en las velas, ya que la posición de los apéndices viene marcada por éste. Análogamente al C_{VT} existe el CLR, centro de resistencia lateral, punto donde se puede considerar aplicada la resultante de las fuerzas hidrodinámicas que contrarrestan la fuerza lateral de las velas y permiten que el barco navegue hacia adelante, en vez de hacerlo de lado, cuando se navega contra el viento. Esta función la realizan principalmente el timón y la orza, en este caso, la deriva de sotavento.

Su posición es muy importante, y está muy ligada al C_{VT} ya que entre la fuerza lateral de las velas y la resistencia hidrodinámica se genera un momento si no están alineadas. El problema es que con la escora el CLR se desplaza hacia proa, y con cada intensidad de viento la dirección de las fuerzas cambia... es decir, que sólo se puede diseñar una posición de equilibrio para una intensidad de viento concreta y una escora determinada. En general, tiende a diseñarse el balance de los veleros de modo que tengan una ligera tendencia a orzar, es decir, a virar de forma natural hacia el viento, así se pueden aprovechar mejor las rachas más intensas que se reciben, y en caso de una racha muy fuerte, el barco se aproa tanto que acaba por descargar el viento de las velas y reduce la escora, por lo que es un mecanismo natural de seguridad.

La distancia longitudinal entre el C_{VT} y el CLR se denomina LEAD, y sus valores recomendados son de entre 3 y 7% de la eslora de flotación. El Larsson proporciona también una serie de indicaciones con las que se debería incrementar el lead:

- elevada manga, ya que con la escora se genera mayor momento de orzada
- orza larga, cuyo CLR está más a proa del 25% de la cuerda
- elevado ratio de aspecto de las velas, que desplazan su centro de esfuerzos hacia sotavento con la escora
- baja estabilidad, porque escora más

Teniendo en cuenta estas consideraciones, se decide buscar un lead del 6.6% de la eslora de flotación, es decir, 1.18026m.

2.2 Posición del centro de resistencia lateral (CLR)

Para determinar la posición longitudinal del CLR se sigue la teoría expuesta en el Larsson, capítulo 8, del profesor Nomoto: no se tiene en cuenta la parte de la carena sumergida, sólo los apéndices. Para compensarlo, se prolongan éstos hasta la línea de flotación (en este caso los timones ya cortan la línea de flotación). Con estas nuevas

áreas, se considera que el centro de resistencia lateral de cada apéndice está situado en el 25% de la cuerda, medida desde el borde de ataque, a un 45% de su profundidad, medida desde la flotación.

El cálculo se va a realizar en el sentido longitudinal, considerando el timón y la deriva en su posición vertical. El timón se sitúa lo más a popa posible, es decir, con su borde de salida alineado con el espejo de popa. Su centro queda pues:

$$C_t = (-17.9385; -0.5832)$$

La deriva se sitúa de modo que el CLR total quede con un LEAD de -1.18026m, es decir, a popa del centro vélico, teniendo en cuenta que el CLR se desplazará a proa con la escora. Se resuelve el problema de forma gráfica con un programa de CAD (Rhinoceros), teniendo en cuenta la misma ecuación que para calcular el centro vélico:

$$a = \frac{l}{\frac{A_t}{A_d} + 1} \quad \text{siendo ahora:}$$

- l, la distancia entre los centros de cada apéndice
- a, la distancia del centro del timón al CLR
- A_t , el área del timón, reducida en un 40%, según Nomoto, ya que el timón contribuye en menor medida a la fuerza anti-deriva (0.55m^2)
- A_d , el área de la deriva extendida hasta la flotación (3.35m^2)

Realizando varias pruebas hasta hallar el LEAD buscado se llega a la posición del centro de la deriva y al CLR definitivos:

$$C_d = (-8.961; -1.4515)$$

Quedando su borde de ataque a -8.811m del extremo de proa.

$$\text{CLR} = (-10.221; -1.33)$$

La orza se sitúa muy cerca de la deriva, ligeramente más a popa para retrasar un poco el centro de gravedad y facilitar así la navegación en situación de planeo.

La posición transversal de los apéndices se calcula escorando el casco 15 grados y observando la línea de agua. Los timones se sitúan en el centro de la misma, y las derivas se desplazan hasta que queden dentro. Las posiciones finales son: timones, a **2.066m** de crujía; derivas, a **1.509m** de crujía, como se puede observar:

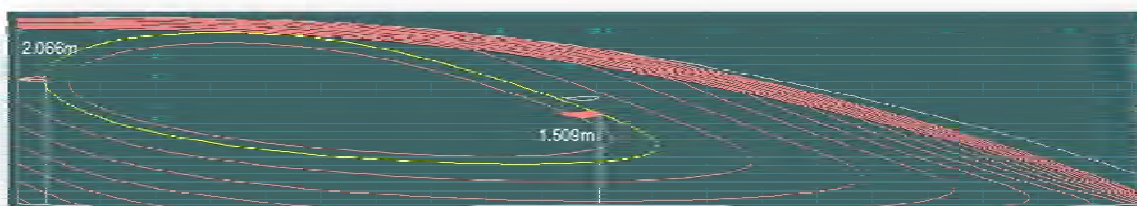


Figura 5. 4. Líneas de agua con 15 grados de escora (media sección), y posición de timones y derivas.

3 RESISTENCIA AL AVANCE Y SISTEMA PROPULSIVO

Los requisitos de proyecto especifican que se ha de alcanzar una velocidad de 8 nudos con el motor funcionando al 90% de su MCR. Para calcular la potencia del equipo propulsor en primer lugar hay que calcular la suma de todas las resistencias que se producen con el barco navegando a motor, es decir, sin las velas y sin las derivas. Estas resistencias son: resistencia total del casco desnudo, resistencia total de los apéndices, resistencia de la jarcia, resistencia de la obra muerta y la resistencia por rugosidad.

3.1 Resistencia del casco

Se va a descomponer la resistencia total de la carena desnuda siguiendo la hipótesis de Froude, es decir, en resistencia por fricción de placa plana equivalente, calculada según la línea de fricción ITTC-57; y en la resistencia residual, que se calcula según los

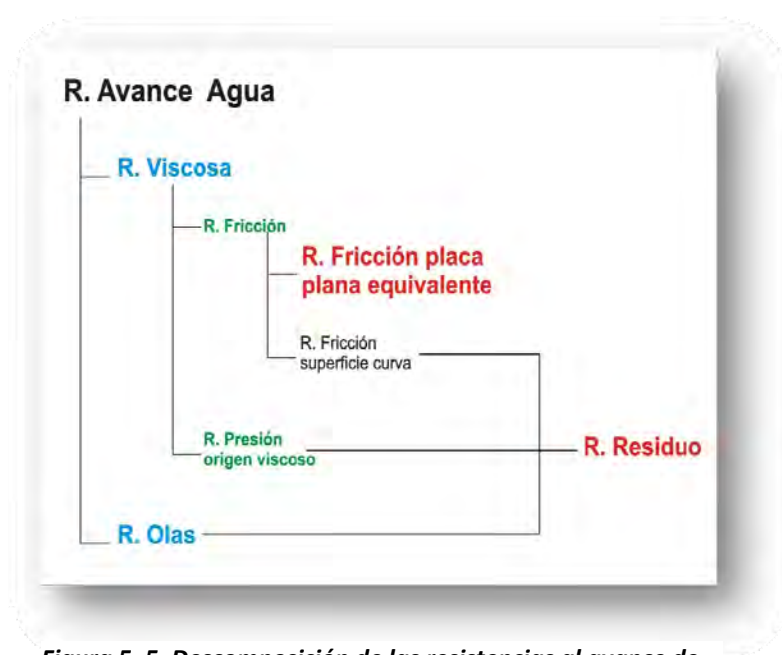


Figura 5. 5. Descomposición de las resistencias al avance de un barco según las hipótesis de Froude (rojo) y Huges (azul)

algoritmos de las series Delft. Se vuelve a reproducir por su interés el gráfico adyacente, donde se pueden apreciar las distintas resistencias y su forma de agruparlas (en rojo según Froude, en azul según Huges). Nótese que la resistencia residual engloba a la resistencia por formación de olas y a las resistencias viscosas de presión de origen viscoso y de fricción por superficie curva.

3.1.1 Resistencia de fricción del casco (placa plana equivalente)

Calculada según la línea de fricción ITTC-57:

$$C_{fpp} = \frac{0.075}{(\log Rn - 2)^2}$$

$$R_{fpp} = 0.5 \cdot \rho \cdot Sm \cdot V^2 \cdot C_{fpp}$$

donde el número de Reynolds se calcula como $R_n = V \cdot 0.7 \cdot L_{WL} / \mu$ siendo μ la viscosidad cinemática del agua de mar. Los datos empleados en todos los cálculos son:

Tabla 5. 7. Datos empleados en los cálculos de las resistencias de fricción y residuo

L_{wl} (m)	B_{wl} (m)	T (m)	Vol carena(m ³)	Sup mojada(m ²)	Área flotación (m ²)
17,915	3,899	0,266	7,28	48,783	47,738
LCB (m)	LCF (m)	C_p	ρ (Kg/m ³)	μ (m ² /s)	
10,455	11,046	0,602	1025	$1,19 \cdot 10^{-6}$	

La resistencia de fricción es, para distintas velocidades:

Tabla 5. 8 Resistencia de fricción de placa plana equivalente en función de la velocidad

V (m/s)	V (knt)	F_n	R_n	C_f	R.Fricción
1,325693	2,57694072	0,1	13970463,05	0,002833	124,481
1,988539	3,86541108	0,15	20955694,58	0,002649	261,8522
2,651386	5,15388144	0,2	27940926,1	0,002529	444,4018
3,314232	6,4423518	0,25	34926157,63	0,002441	670,3106
3,977079	7,73082216	0,3	41911389,16	0,002373	938,2509
4,115556	8	0,3105	43370692,81	0,00236	999,4343
4,639925	9,01929252	0,35	48896620,68	0,002317	1247,186
5,302771	10,3077629	0,4	55881852,21	0,002271	1596,269
5,965618	11,5962332	0,45	62867083,73	0,002231	1984,79
6,628464	12,8847036	0,5	69852315,26	0,002196	2412,138
7,291311	14,173174	0,55	76837546,78	0,002165	2877,778
7,954157	15,4616443	0,6	83822778,31	0,002138	3381,235

3.1.2 Resistencia residuo del casco

La resistencia residuo se calcula por el polinomio de las series Delft, cuya expresión matemática viene expresada en el Larsson, capítulo 5:

$$C_r = a_0 + \left(a_1 \cdot \frac{LCB}{L_{wl}} + a_2 \cdot C_p + a_3 \cdot \frac{\nabla^{2/3}}{A_w} + a_4 \cdot \frac{B_{WL}}{L_{WL}} \right) \cdot \frac{\nabla^{1/3}}{L_{WL}} + \\ + \left(a_5 \cdot \frac{\nabla^{2/3}}{S_m} + a_6 \cdot \frac{LCB}{LCF} + a_7 \cdot \left(\frac{LCB}{L_{WL}} \right)^2 + a_8 \cdot C_p^2 \right) \cdot \frac{\nabla^{1/3}}{L_{WL}}$$

Donde los coeficientes son, en función del número de Froude:

Tabla 5. 9. Coeficientes del polinomio de las series Delft para la resistencia residuo del casco a distintos números de Froude

Fn	a0	a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7	a8
0,1	-0,0014	0,0403	0,047	-0,0227	-0,0119	0,0061	-0,0086	-0,0307	-0,0553
0,15	0,0004	-0,1808	0,1793	-0,0004	0,0097	0,0118	-0,0055	0,1721	-0,1728
0,2	0,0014	-0,1071	0,0637	0,009	0,0153	0,0011	0,0012	0,1021	-0,648
0,25	0,0027	0,0463	-0,1263	0,015	0,0274	-0,0299	0,011	-0,0595	0,122
0,3	0,0056	-0,8005	0,4891	0,0269	0,0519	-0,0313	0,0292	0,7314	-0,3619
0,35	0,0032	-0,1011	-0,0813	-0,0382	0,032	-0,1481	0,0837	0,0223	0,1587
0,4	-0,0064	2,3095	-1,5152	0,0751	-0,0858	-0,5349	0,1715	-2,455	1,1865
0,45	-0,0171	3,4017	-1,9862	0,3242	-0,145	-0,8043	0,2952	-3,5284	1,3575
0,5	-0,0201	7,1576	-6,3304	0,5829	0,163	-0,3966	0,5023	-7,1579	5,2534
0,55	0,0495	1,5618	-6,0661	0,8641	1,1702	1,761	0,9176	-2,1191	5,4281
0,6	0,0808	-5,3233	-1,1513	0,9663	1,6084	2,7459	0,8491	4,7129	1,1089

Así pues, la resistencia en función de la velocidad tiene los siguientes valores, donde se ha interpolado para obtener la resistencia a 8 nudos, velocidad de proyecto:

Tabla 5. 10. Resistencia residuo del casco a distintas velocidades

V (m/s)	V (knt)	Fn	Coef R.Residuo	R.Residuo
1,325693	2,57694072	0,1	-0,000397163	-29,0732
1,988539	3,86541108	0,15	-1,13202E-05	-0,82866
2,651386	5,15388144	0,2	-0,022287974	-1631,53
3,314232	6,4423518	0,25	0,00163865	119,9528
3,977079	7,73082216	0,3	0,003853735	282,102
4,115556	8	0,310446		319,97
4,639925	9,01929252	0,35	0,006331017	463,4445
5,302771	10,3077629	0,4	0,008518414	623,5668
5,965618	11,5962332	0,45	0,343491167	25144,32
6,628464	12,8847036	0,5	0,855700265	62639,16
7,291311	14,173174	0,55	0,547552853	40082,08
7,954157	15,4616443	0,6	-0,152746738	-11181,4

Nótese que los tres primeros valores y el último son negativos, lo que sin duda no puede ser correcto. Se debe quizás a que las dimensiones de este barco se salen de los límites de aplicación de las series Delft. Realizando el cálculo con el programa Hullspeed se observan los mismos fallos, en los que el programa no ofrece resultado alguno. De todas formas, el punto de diseño, 8 nudos de velocidad, sí presenta un resultado razonable.

3.1.3 Resistencia total del casco

La resistencia total es la suma de las dos anteriores:

Tabla 5. 11. Resistencia total del casco

V (m/s)	V (knt)	Fn	R.Residuo	R.Fricción	R Total casco
1,325693	2,57694072	0,1	-29,0732	124,481	95,40778
1,988539	3,86541108	0,15	-0,82866	261,8522	261,0235
2,651386	5,15388144	0,2	-1631,53	444,4018	-1187,13
3,314232	6,4423518	0,25	119,9528	670,3106	790,2634
3,977079	7,73082216	0,3	282,102	938,2509	1220,353
4,115556	8	0,310446	319,97	999,4343	1319,404
4,639925	9,01929252	0,35	463,4445	1247,186	1710,63
5,302771	10,3077629	0,4	623,5668	1596,269	2219,836
5,965618	11,5962332	0,45	25144,32	1984,79	27129,11
6,628464	12,8847036	0,5	62639,16	2412,138	65051,3
7,291311	14,173174	0,55	40082,08	2877,778	42959,86
7,954157	15,4616443	0,6	-11181,4	3381,235	-7800,17

3.2 Resistencia de los apéndices

Se calcula de igual manera que la resistencia del casco desnudo, descomponiéndola en la resistencia de fricción de la placa plana equivalente y la resistencia residual, calculada según las series Delft. El polinomio para apéndices y los coeficientes son diferentes que en el caso de la carena:

$$\frac{R_{ra}}{\nabla_a \rho g} = A_0 + A_1 \cdot \frac{T}{B_{WL}} + A_2 \cdot \frac{Z_{CBa}}{\nabla^{1/3}} + A_3 \cdot \frac{\nabla_c}{\nabla_a}$$

Donde Z_{CBa} es la posición en vertical del centro de flotación del apéndice medida desde la línea de flotación. Los coeficientes son:

Tabla 5. 12. Coeficientes para el polinomio de la serie Delft de la resistencia residuo de los apéndices

<i>F_n</i>	<i>A0</i>	<i>A1</i>	<i>A2</i>	<i>A3</i>
0,2	-0,00104	0,00172	0,00117	-0,00008
0,25	-0,0055	0,00597	0,0039	-0,00009
0,3	-0,0111	0,01421	0,00069	0,00021
0,35	-0,00713	0,02632	-0,00232	0,00039
0,4	-0,03581	0,08649	0,00999	0,00017
0,45	-0,0047	0,11592	-0,00064	0,00035
0,5	0,00553	0,07371	0,05991	-0,00114
0,55	0,04822	0,0066	0,07048	-0,00035
0,6	0,01021	0,14173	0,06409	-0,00192

3.2.1 Resistencia de la orza

Se presentan ya de forma tabulada los resultados de la resistencia de fricción y la residual de la orza, junto con sus dimensiones:

Tabla 5. 13. Características de la orza y cálculo de las resistencias residual, de fricción y total

<i>Sup. mojada (m²)</i>		<i>calado T (m)</i>		<i>ZCB (m)</i>		<i>Volumen (m³)</i>		<i>L_{orza}= cuerda C (m)</i>	
5,681		3,642		1,864		0,253		0,698	
<i>V (m/s)</i>	<i>V (knt)</i>	<i>F_n</i>	<i>C.residuo</i>	<i>R.Residuo</i>	<i>R_n</i>	<i>C_f</i>	<i>R.fricción</i>	<i>R_t = R_f + R_r</i>	
2,6513	5,1538	0,2	0,001713	4,357439	1555183	0,004268	87,36319	91,72063	
3,3142	6,4423	0,25	0,008981	22,84682	1943978	0,004078	130,4056	153,2524	
3,9770	7,7308	0,3	0,01025	26,07475	2332774	0,003931	181,0374	207,1122	
4,1155	8	0,3105		32,232	2413998	0,003905	192,5511	224,7831	
4,6399	9,0192	0,35	0,02184	55,56004	2721569	0,003813	239,0286	294,5887	
5,3027	10,307	0,4	0,079313	201,7706	3110365	0,003716	304,1931	505,9637	
5,9656	11,596	0,45	0,111764	284,3256	3499161	0,003632	376,3752	660,7008	
6,6284	12,88	0,5	0,218143	554,9522	3887956	0,00356	455,442	1010,394	
7,2913	14,173	0,55	0,252031	641,1604	4276752	0,003497	541,2777	1182,438	
7,9541	15,461	0,6	0,276235	702,7356	4665548	0,003441	633,7801	1336,516	

3.2.2 Resistencia de los timones

Se calcula igual que en el caso de la orza. Se presentan directamente los resultados, donde las columnas de resistencia residual y resistencia de fricción se multiplican por dos, ya que hay dos timones (en navegación a vela se navega con sólo el timón de sotavento calado, pero aquí se está calculando la resistencia a motor, situación en la que se navega con ambos timones). Se observa el mismo error que en el caso del casco, con los dos primeros valores negativos que, lógicamente, no pueden ser correctos.

Tabla 5. 14. Características de los timones y cálculo de las resistencias residual, de fricción y total

<i>sup. mojada</i>	<i>calado T (m)</i>	<i>Z_{CB} (m)</i>	<i>Volumen (m³)</i>	<i>Cuerda (m)</i>
1,235	1,604	0,349	0,024	0,598

<i>V (m/s)</i>	<i>V (knt)</i>	<i>Fn</i>	<i>Cres Tim</i>	<i>R. (N) Residuo</i>	<i>Rn</i>	<i>Cf</i>	<i>R. (N) Fricción</i>	<i>Rt=Rf+Rr (N)</i>
2,6513	5,1538	0,2	-0,02377	-120,96	1332377	0,004409	39,23092	-81,7287
3,3142	6,4423	0,25	-0,02767	-140,804	1665471	0,004208	58,51628	-82,288
3,9770	7,7308	0,3	0,054404	276,8066	1998566	0,004055	81,18923	357,9959
4,1155	8	0,3105		336,08	2068153	0,004027	86,3436	422,4236
4,6399	9,0193	0,35	0,110159	560,4822	2331660	0,003932	107,1458	667,6281
5,3027	10,3077	0,4	0,043948	223,6033	2664754	0,003829	136,302	359,9053
5,9656	11,5962	0,45	0,097921	498,2159	2997848	0,003742	168,5876	666,8036
6,6284	12,8847	0,5	0,074381	378,4496	3330943	0,003667	203,9426	582,3922
7,2913	14,1731	0,55	0,054385	276,7083	3664037	0,003601	242,3146	519,023
7,9541	15,4616	0,6	0,142598	725,5322	3997131	0,003542	283,6578	1009,19

3.2.3 Resistencia del bulbo

En el caso del bulbo no se puede aplicar el polinomio de Delft, ya que no se trata de un perfil hidrodinámico. Para calcular su resistencia se considera la hipótesis de Huges de definir la resistencia total como la suma de la viscosa más la resistencia por formación de olas. Esta última será nula en este caso ya que el bulbo, al ir sumergido, no forma olas.

La resistencia viscosa se calcula multiplicando la resistencia de fricción por un coeficiente, (1+k), denominado factor de forma, de modo que:

$$R_v = R_{fpp} \cdot (1+k)$$

El factor de forma del bulbo se calcula:

$$(1+k) = \left[1 + 1.5 \cdot \left(\frac{t}{c}\right)^{1.5} + 7 \cdot \left(\frac{t}{c}\right)^3 \right]$$

Siendo t/c la relación espesor/cuerda, que es en este caso: 0.4/2.751=0.1454. El factor de forma es pues: (1+k) = 1,104684

Y la resistencia total:

Tabla 5. 15. Características del bulbo y cálculo de las resistencias de fricción, viscosa y total

sup. mojada		Long (cuerda)		espesor (diámetro)		factor de forma (1+k)	
2.955		2.751		0,4		1,104684	
V (m/s)	V (knt)	Fn	Rn	Cf	R. (N) Fricción	R. (N) Viscosa	R t=Rf(1+k) (N)
2,6514	5,1538	0,2	6129380	0,003272	34,83822	38,48523	73,32346
3,3142	6,4423	0,25	7661725	0,003144	52,29607	57,77064	110,0667
3,9770	7,7308	0,3	9194070	0,003044	72,92283	80,5567	153,4795
4,1155	8	0,3105	9514196	0,003026	77,62379	85,74977	163,3736
4,6399	9,0192	0,35	10726415	0,002964	96,6318	106,7476	203,3794
5,3027	10,307	0,4	12258760	0,002897	123,3525	136,2656	259,6181
5,9656	11,596	0,45	13791105	0,002839	153,0259	169,0453	322,0712
6,6284	12,88	0,5	15323450	0,002789	185,6014	205,0309	390,6323
7,2913	14,173	0,55	16855795	0,002745	221,0347	244,1735	465,2083
7,9541	15,461	0,6	18388139	0,002706	259,2868	286,43	545,7169

3.2.4 Resistencia total de los apéndices

La resistencia total de los apéndices (orza, bulbo y los dos timones, las derivas no se tienen en cuenta porque se está realizando el cálculo para navegación a motor) es:

Tabla 5. 16. Resistencia al avance total de los apéndices

Velocidad (knt)	R. orza	R. timones	R. bulbo	R. Total (N) Apéndices
5,1539	91,72063	-81,7287	73,32346	83,3133
6,4423	153,2524	-82,288	110,0667	181,0311
7,7308	207,1122	357,9959	153,4795	718,5889
8	224,7831	422,4236	163,3736	810,5803
9,0103	294,5887	667,6281	203,3794	1171,5956
10,3077	505,9637	359,9053	259,6181	1224,586
11,5962	660,7008	666,8036	322,0712	1906,313
12,8847	1010,394	582,3922	390,6323	1953,4185
14,1732	1182,438	519,023	465,2083	2166,6693
15,4616	1336,516	1009,19	545,7169	2891,4229

3.3 Resistencia al aire

Se calcula también la resistencia al viento según se indica en el Larsson, en los capítulos 7 y 9, descomponiéndola en resistencia de la obra muerta, el palo, la jarcia firme y las derivas, que al estar navegando a motor, van fuera del agua y sobresalen una parte por encima de la cubierta:

$$R_{ac} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot V_a^2 \cdot C_D \cdot \text{ÁREA}$$

Donde:

- ρ_a es la densidad del aire, 1.3 kg/m³
- V_a es la velocidad del aire, es decir, la del barco
- C_D es el coeficiente de rozamiento, que se calcula

$$C_D = 1.13 \cdot \frac{\text{ÁREA TOTAL}}{A_N} = 0,114744$$

- A_N es el área nominal, y es la suma del área de la mayor y el área del triángulo de proa, y suman 203.35m²
- ÁREA es el área expuesta al viento en cada caso, y ÁREA TOTAL la suma de todas ellas, que es 20.54m²

3.3.1 Resistencia al aire de la obra muerta

Aplicando las expresiones anteriores, donde el área es la proyectada en perpendicular al barco, incluyendo los costados y la cabina

$$\text{ÁREA}_{\text{obra muerta}} = 10.625\text{m}^2$$

Por lo que:

$$R_{ac} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot V_a^2 \cdot C_D \cdot \text{ÁREA}_{\text{obra muerta}}$$

3.3.2 Resistencia del palo

El área del palo es su altura por su diámetro medio = 29·0.35 = 10.15m²

$$R_{ap} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot V_a^2 \cdot C_D \cdot \text{ÁREA}_{\text{palo}}$$

3.3.3 Resistencia de las derivas

Su área es su espesor por la longitud expuesta sobre cubierta, por dos:

$$\text{ÁREA}_{\text{derivas}} = 0.06318 \cdot 1.851 \cdot 2 = 0.23389\text{m}^2$$

$$R_{ad} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot V_a^2 \cdot C_D \cdot \text{ÁREA}_{\text{derivas}}$$

3.3.4 Resistencia de la jarcia firme

El área es la longitud por el diámetro de cada elemento. Se realiza una tabla con todos los elementos de la jarcia firme y sus dimensiones, que serán calculadas en el Cuaderno 6:

Tabla 5. 17. Área de todos los elementos de la jarcia firme

	diámetro (mm)	longitud (mm)	Área (mm ²)	Área (m ²)
PD4	18,5	6712,35	124178,5	0,124178
PV3	18,5	6533,46	120869	0,120869
PD3	18,5	6803,29	125860,9	0,125861
PV2	22	6527,05	143595,1	0,143595
PD2	16	6817,3	109076,8	0,109077
PV1	24	6744,81	161875,4	0,161875
PV1	24	6744,81	161875,4	0,161875
PD1	18,5	7068,32	130763,9	0,130764
estay	14	27006,45	378090,3	0,37809
estay de trinqueta	14	20216,96	283037,4	0,283037
burda alta	12	29570,57	354846,8	0,354847
burda media	12	22341,57	268098,8	0,268099
burda baja	10	7639,07	76390,7	0,076391

$$R_{aj} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot V_a^2 \cdot C_D \cdot \text{ÁREA}_{jarcia}$$

3.3.5 Resistencia total al aire

La resistencia total al viento será la suma de las cuatro anteriores. Se presentan los datos en una tabla en función de la velocidad:

Tabla 5. 18. Resistencia al aire de los distintos elementos y resistencia total

V (m/s)	V (knt)	Fn	R obra m	R palo	R derivas	R jarcia firme	R total aire (N)
2,65138568	5,153881	0,2	5,382068	5,321772	0,122633	0,064624	10,73077
3,31423209	6,442352	0,25	8,409481	8,315268	0,191614	0,098285	16,76413
3,97707851	7,730822	0,3	12,10965	11,97399	0,275924	0,147375	24,1462
4,11555556	8	0,3105	12,96762	12,82234	0,295473	0,180053	25,87919
4,63992493	9,019293	0,35	16,48258	16,29793	0,375563	0,173844	32,83891
5,30277135	10,30776	0,4	21,52827	21,28709	0,490531	0,33697	43,00154
5,96561777	11,59623	0,45	27,24672	26,94147	0,620828	0,426478	54,42383
6,62846419	12,8847	0,5	33,63792	33,26107	0,766454	0,425323	67,08872
7,29131061	14,17317	0,55	40,70189	40,2459	0,92741	1,488029	82,15074
7,95415703	15,46164	0,6	48,43861	47,89595	1,103694	1,325674	97,32097

3.4 Resistencia por rugosidad

La resistencia por rugosidad se calcula de manera muy sencilla:

$$R_{\text{rug}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_{\text{MT}} \cdot V^2 \cdot C_{\text{rug}}$$

Donde:

- ρ es la densidad del agua de mar, 1025 Kg/m³
- S_{MT} es la superficie mojada total = 59.889m²
- V es la velocidad del barco
- C_{rug} es el coeficiente de rugosidad:

$$C_{\text{rug}} = \left[105 \cdot \left(\frac{K_s}{L_{\text{WL}}} \right)^{1/3} - 0.64 \right] \cdot 10^{-3} = 0,001492$$

La resistencia por rugosidad en función de la velocidad es:

Tabla 5. 19. Resistencia por rugosidad de la superficie mojada total

$V \text{ (m/s)}$	$V \text{ (knt)}$	F_n	$R. \text{ (N)}$ <i>Rugosidad</i>
2,65138568	5,153881	0,2	321,9541
3,31423209	6,442352	0,25	503,0534
3,97707851	7,730822	0,3	724,3968
4,11555556	8	0,3105	775,7203
4,63992493	9,019293	0,35	985,9846
5,30277135	10,30776	0,4	1287,817
5,96561777	11,59623	0,45	1629,893
6,62846419	12,8847	0,5	2012,213
7,29131061	14,17317	0,55	2434,778
7,95415703	15,46164	0,6	2897,587

3.5 Resistencia total al avance y elección del motor

La resistencia total al avance es la suma de las cuatro resistencias calculadas anteriormente, es decir, la resistencia del casco desnudo, la resistencia de los apéndices, la resistencia al viento de la obra muerta, palo, jarcia y derivas, y la resistencia por rugosidad. Para cada velocidad, la resistencia total es:

Tabla 5. 20. Suma de la resistencia total y cálculo de la potencia necesaria, en Kw y en CV, teniendo en cuenta unos rendimientos estimados de conjunto propulsor y hélice

V	V	Resistencia casco	R Apénd.	Resist. Aire	R rugosidad	R total	Pot TOTAL	rendimientos	Pot Tot
(m/s)	(knt)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	(kW)	0,95*0,4 (kW)	(CV)
1,3257	2,5769	95,4078							
1,9885	3,8654	261,0235							
2,6514	5,1539	-1187,1274	83,3133	10,7308	321,9541	-578,3732	-1,5335	-4,0355	-5,4095
3,3142	6,4424	790,2634	181,0311	16,7641	503,0534	1795,1164	5,9494	15,6564	20,9871
3,9771	7,7308	1220,3529	718,5889	24,1462	724,3968	3103,8155	12,3441	32,4845	43,5449
4,1156	8	1319,4043	810,5803	25,8792	775,7203	3346,6615	13,7734	36,2457	48,5867
4,6399	9,0193	1710,6302	1171,5956	32,8389	985,9846	4465,8086	20,7210	54,5290	73,0952
5,3028	10,3078	2219,8360	1224,586	43,0015	1287,8166	5533,4914	29,3428	77,2180	103,5094
5,9656	11,5962	27129,1064	1906,313	54,4238	1629,8929	31558,3883	188,2653	495,4350	664,1219
6,6285	12,8847	65051,2972	1953,4185	67,0887	2012,2134	70650,3351	468,3032	1232,3769	1651,9797
7,2913	14,1732	42959,8623	2166,6693	82,1507	2434,7782	49450,8530	360,5615	948,8461	1271,9117
7,9542	15,4616	-7800,1650	2891,4229	97,3210	2897,5873	154,3461	1,2277	3,2308	4,3308

En esta tabla se presenta la resistencia total en Newtons, la potencia total (resistencia por velocidad) en kW, la potencia necesaria (también en kW) suponiendo un rendimiento de la hélice del 0.4 y un régimen de motor del 0.95% y esta última potencia en CV.

Para la velocidad requerida por el proyecto, 8 nudos, se produce un rozamiento total de 3347 N, que expresado en potencia y teniendo en cuenta los rendimientos anteriores implican una potencia requerida de **36.25 kW**.

Se selecciona un motor VOLVO PENTA D2-55 que suministra una potencia nominal al eje de 39 kW a 3000 rpm. En el siguiente apartado se determinará el tamaño de la hélice y si ésta es capaz de dar el empuje necesario acoplada a este motor.

4 ELECCIÓN DE LA HÉLICE

4.1 Introducción. Las series de Wageningen

La elección del propulsor (hélice) óptimo está directamente relacionada con las características del motor al que se va a acoplar y a la velocidad de trabajo que se quiere optimizar, en este caso, 8 nudos. Para su estudio se emplean las series sistemáticas desarrolladas en el canal de Wageningen. Dichas series se realizaron con hélices de distinto número de palas y con diferente relación A_d/A_o , que son el área desarrollada de las palas y el área del disco de la hélice, respectivamente. Realmente el cálculo habría que hacerlo con las curvas de rendimientos de las hélices suministradas por el fabricante de las mismas. A falta de estas curvas, se usará el diagrama para hélices de 3 palas (requisito de proyecto), de relación de áreas $A_D/A_O=0.35$ (denominada Serie B.3.35)

Los resultados de estas series sistemáticas se presentan en forma de los diagramas $B_u-\delta$ (o $B_p-\delta$), que funcionan de la siguiente manera:

- Se entra con $B_u = 13.36 \cdot \sqrt{\frac{T \cdot n^2}{\rho \cdot V_A^4}}$

donde T es el empuje en Newtons, que se tomará como la resistencia total al avance; n las revoluciones por segundo; ρ la densidad del agua de mar y V_A la velocidad de avance de la hélice. Para el cálculo de las revoluciones hay que tener en cuenta la relación de reducción del engranaje.

- Se halla el punto óptimo de funcionamiento en la vertical de B_u
- Se miden δ y η_0 , que es el rendimiento, en las curvas que pasan por dicho punto, y la relación P/D (paso/diámetro) en el eje de ordenadas
- Con δ se obtiene del diámetro de la hélice: $D = \frac{\delta \cdot V_A}{101.3 \cdot n}$
- La potencia requerida por la hélice es $P_D = \frac{T \cdot V_A}{\eta_0}$
- Con la relación paso/diámetro y el diámetro se obtiene el paso de la hélice

4.2 Cálculo de la hélice óptima

Las revoluciones nominales del motor son 3000rpm, y el fabricante ofrece dos posibilidades de relación de reducción, 2.23:1 y 2.74:1, por lo que las rps de la hélice serán 22.422 y 18.248. Con todas estas consideraciones se realizan la siguiente tabla:

Tabla 5. 21. Datos obtenidos del diagrama $B_u-\delta$ de la serie de Wageningen de 3 palas, relación de áreas $A_d/A_o=0.35$; para dos relaciones de reducción diferentes

relación de reducción			2.23:1	revoluciones		22.422 rps			
V	V	R total T	Bu	δ	η_o	P/D	D	Paso	Potencia
(m/s)	(knt)	(N)					(m)	(m)	(kW)
3,3142	6,4423	1456,1493	32,50475	270	0,56	0,57	0,393978	0,224568	8,6178871
3,9770	7,7308	2632,9397	30,35301	260	0,575	0,58	0,455264	0,264053	18,211144
4,1155	8	2895,7586	29,72582	258	0,58	0,59	0,467491	0,27582	20,547681
4,6399	9,0192	3843,8049	26,94439	250	0,59	0,6	0,510712	0,306427	30,228756
5,3027	10,3077	4741,4614	22,91184	235	0,615	0,64	0,548651	0,351137	40,882741

relación de reducción			2.74:1	revoluciones		18.248 rps			
V	V	R total T	Bu	delta δ	η_o	P/D	D	Paso	Potencia
(m/s)	(knt)	(N)					(m)	(m)	(kW)
3,3142	6,4423	1456,1493	26,45459	245	0,595	0,6	0,439258	0,263555	8,110952585
3,9770	7,7308	2632,9397	24,70336	239	0,605	0,61	0,514201	0,313663	17,30811223
4,1155	8	2895,7586	24,19292	235	0,61	0,62	0,5232	0,324384	19,53713996
4,6399	9,0192	3843,8049	21,9292	227	0,62	0,63	0,569781	0,358962	28,76607487
5,3027	10,307	4741,4614	18,64723	212	0,64	0,66	0,608149	0,401378	39,28575962

De la tabla anterior se observa que la relación de reducción 2.74:1, que produce 18.25rps en la hélice, requiere de menos potencia para funcionar en su punto óptimo a la velocidad de proyecto de 8 nudos. La relación paso/diámetro es 0.62, el diámetro 0.5232m y el paso 0.3244m. Como el punto para el que se quiere optimizar la velocidad es de 8 nudos al 90% del MCR, el motor estaría proporcionando $0.9 \cdot 39 = 35.1$ kW, por lo que se observa que cumple con creces la potencia requerida por la hélice, que es de **19.54 kW**. Este margen no está de sobra, ya que hay que tener en cuenta que con mala mar y viento se necesita más potencia para alcanzar la misma velocidad.

La definición geométrica de las palas de la hélice se obtienen de la referencia “*Marine propellers and propulsion*”, donde vienen las ecuaciones y coeficientes para las secciones a distintos radios de las hélices de la serie B de Wageningen. Estas hélices seriadas se definen por el diámetro D y la relación de áreas A_d/A_o que, en nuestro caso, son: $A_d/A_o = 0.35$ (ya que era la única gráfica disponible) y $D=0.5232$ m, calculada en la tabla anterior. Entrando en las expresiones de la serie se obtiene:

Tabla 5. 22. Dimensiones de las secciones de pala

r/R	cuerda	a	b	t
0,2000	0,0997	0,0614	0,0349	0,0212
0,3000	0,1118	0,0683	0,0391	0,0188
0,4000	0,1221	0,0731	0,0427	0,0163
0,5000	0,1294	0,0754	0,0459	0,0139
0,6000	0,1334	0,0745	0,0519	0,0114
0,7000	0,1323	0,0696	0,0585	0,0089
0,8000	0,1298	0,0624	0,0621	0,0065
0,9000	0,1011	0,0405	0,0506	0,0040
1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0016

Donde:

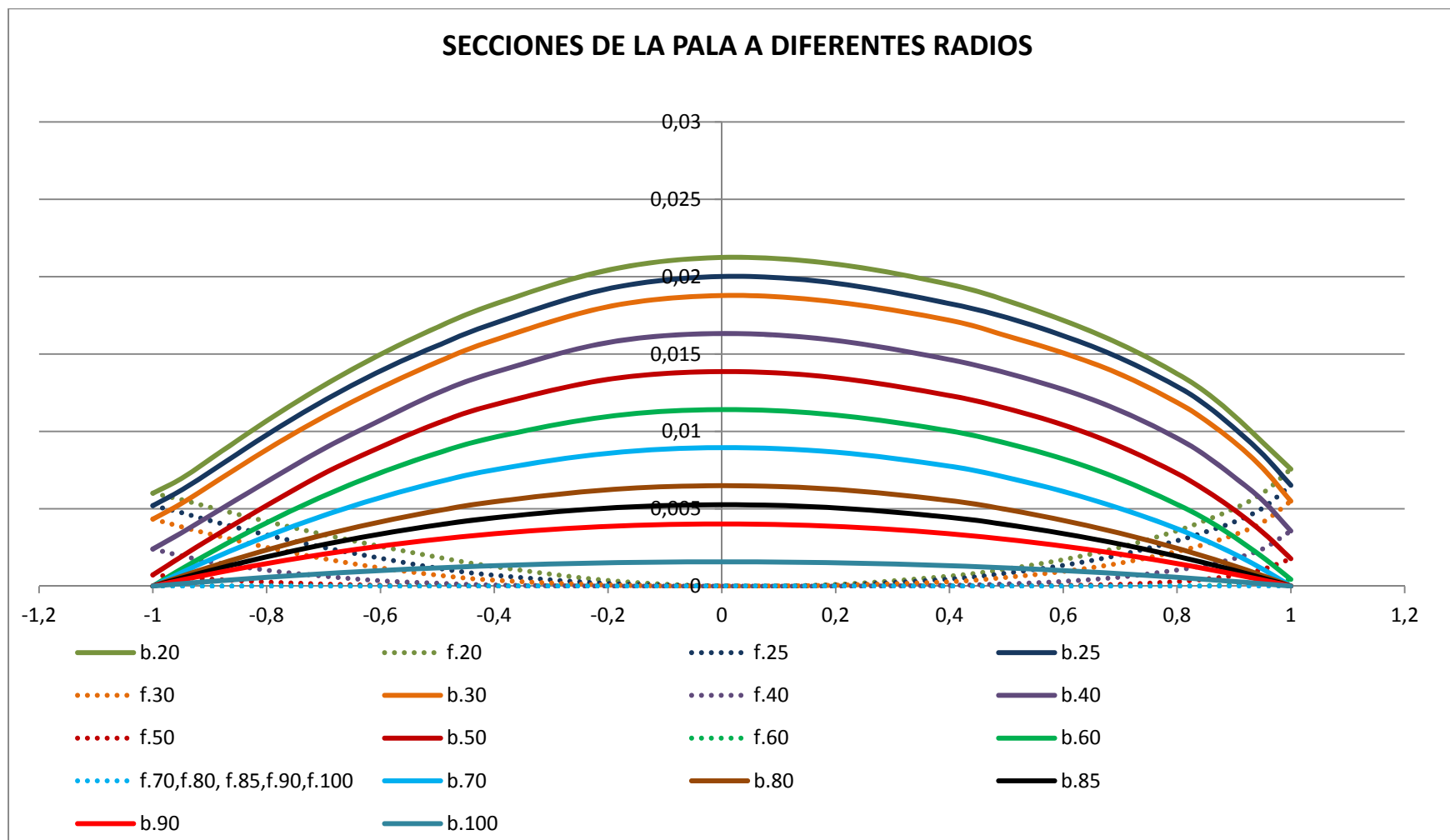
- a: posición de la línea generatriz, medida desde el borde de ataque
- b: posición del espesor máximo, medido desde el borde de ataque
- t: espesor máximo de la sección

La geometría de cada pala viene definida por medio de sendas ecuaciones con coeficientes tabulados, una por cada cara de la pala, cuyos valores se presentan en la *Tabla 5.23*. En la página 27 se muestran las distintas secciones de la pala dibujadas, con la cuerda en el eje de abscisas normalizada de modo que el borde de ataque se sitúa en $x=1$ y el de salida en $x=-1$. Las distintas curvas están denominadas por su sección relativa, es decir, desde $r/R=0.2$ hasta $r/R=1$, con una f delante para la cara de presión y una b para la cara de succión.

Hay que buscar entre las hélices disponibles del mercado la que mejor se adapte a estas dimensiones. VOLVO PENTA no suministra ninguna hélice tan grande como la calculada anteriormente. Hay que tener en cuenta que no se ha empleado el diagrama real de estas hélices, sino el de las series B de Wageningen, y que, además, estas hélices son de palas fijas, y en este proyecto se instalará una hélice de palas plegables, que reducen el arrastre en navegación a vela considerablemente. El propio fabricante calcularía, con sus diagramas de hélices, la que mejor se adapte a nuestros requisitos de potencia. Se escoge una hélice de 0.3m de paso y 0.4572m de diámetro, con una relación $P/D=0.67$.

Tabla 5. 23. Cartilla de trazado de las distintas secciones de pala de la hélice B.3.35 del canal de Wageningen

cara de presión																				
cuerda normalizada en el eje de abscisas																				
r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6,84E-06	2,51E-05	7,64E-05	0,000193	0,000436
0,5	0,000724	0,000582	0,000458	0,000263	0,000139	5,55E-05	1,66E-05	0	0	0	0	0	1,11E-05	4,71E-05	0,000118	0,000293	0,000455	0,000693	0,001079	0,001772
0,4	0,002395	0,001959	0,001587	0,001028	0,000645	0,000349	0,000189	7,18E-05	0	0	0	5,39E-05	0,000147	0,000309	0,000583	0,00104	0,00136	0,001776	0,002395	0,00356
0,3	0,004331	0,003832	0,003362	0,002504	0,001771	0,00117	0,000706	0,000379	6,2E-05	0	5,07E-05	0,000278	0,000563	0,000945	0,001484	0,002237	0,002714	0,003306	0,004106	0,00549
0,25	0,005199	0,004747	0,004233	0,003304	0,002494	0,001799	0,001159	0,0007	0,000168	0	6,2E-05	0,000448	0,000835	0,001339	0,002017	0,002932	0,003496	0,004139	0,005029	0,006516
0,2	0,006003	0,005587	0,005098	0,004178	0,003335	0,002564	0,001869	0,001258	0,000365	0	0,000104	0,000646	0,001105	0,001708	0,002507	0,003579	0,004248	0,004998	0,005992	0,007562
cara de succión																				
	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
1	0	0,000153	0,000298	0,000565	0,0008	0,001005	0,001177	0,001318	0,001507	0,00157	0,001507	0,001318	0,001177	0,001005	0,0008	0,000565	0,000436	0,000298	0,000153	0
0,9	0	0,000393	0,000765	0,00145	0,002055	0,002578	0,003021	0,003384	0,003867	0,004029	0,003867	0,003384	0,003021	0,002578	0,002055	0,00145	0,001118	0,000765	0,000393	0
0,85	0	0,000513	0,000999	0,001893	0,002682	0,003365	0,003944	0,004417	0,005048	0,005258	0,005056	0,004443	0,00397	0,003394	0,002713	0,001924	0,001488	0,001025	0,000526	0
0,8	0	0,000633	0,001233	0,002336	0,003309	0,004152	0,004866	0,00545	0,006228	0,006488	0,006251	0,005528	0,004953	0,004246	0,003416	0,002443	0,001898	0,001316	0,000681	0
0,7	0	0,000872	0,0017	0,003221	0,004563	0,005726	0,00671	0,007515	0,008589	0,008947	0,008656	0,007748	0,007023	0,00612	0,005024	0,003704	0,002952	0,002091	0,001109	0
0,6	0	0,001101	0,00215	0,004089	0,005828	0,007317	0,008589	0,00961	0,010964	0,011406	0,011052	0,010026	0,009227	0,008212	0,006912	0,005276	0,004331	0,003179	0,001887	0,000436
0,5	0,000724	0,001899	0,003043	0,005212	0,007265	0,008983	0,010526	0,011724	0,013364	0,013865	0,013463	0,012312	0,011484	0,010415	0,009033	0,007279	0,006188	0,00493	0,003505	0,001772
0,4	0,002395	0,003436	0,004541	0,006742	0,008872	0,01072	0,012473	0,013808	0,015744	0,016324	0,015875	0,014636	0,013769	0,012703	0,01134	0,009561	0,008436	0,007057	0,005553	0,00356
0,3	0,004331	0,005334	0,006499	0,008815	0,010947	0,012806	0,014483	0,015903	0,018062	0,018783	0,018364	0,01718	0,016181	0,01507	0,013702	0,011873	0,010725	0,009311	0,007656	0,00549
0,25	0,005199	0,006198	0,007369	0,009764	0,011979	0,013907	0,015536	0,016989	0,019218	0,020012	0,019576	0,018257	0,017363	0,016178	0,014743	0,012902	0,011717	0,010226	0,008547	0,006516
0,2	0,006003	0,006946	0,008189	0,010678	0,012968	0,014973	0,016728	0,018217	0,02043	0,021242	0,020815	0,019498	0,018459	0,017166	0,015655	0,013727	0,012543	0,011031	0,009306	0,007562



Gráfica 5. 2. Secciones a diferentes radios de la pala de la hélice B.3.35. b para la cara de succión, f para la de presión. NOTA, el eje Y no está a escala, está magnificado para que se puedan ver mejor las líneas.

5 TIMONES

Los timones ya quedaron definidos en el Cuaderno 2. Sus parámetros característicos son:

Tabla 5. 24. Características de los timones

perfil	NACA 0016
cuerda raíz	0.45 m
cuerda media	0.391 m
cuerda baja	0.181 m
altura	1.823 m
relación de aspecto	5.778
área proyectada	0.652 m ²
ángulo crítico	19 grados
C _D 0° (coef 2D)	0.0058
C _L 19° (coef 2D)	1.6676

La cuerda raíz está situada a 2.066m de crujía y el borde de ataque a -17.826m del extremo de proa. Tienen una inclinación de 15 grados. El perfil es el que se muestra a continuación:

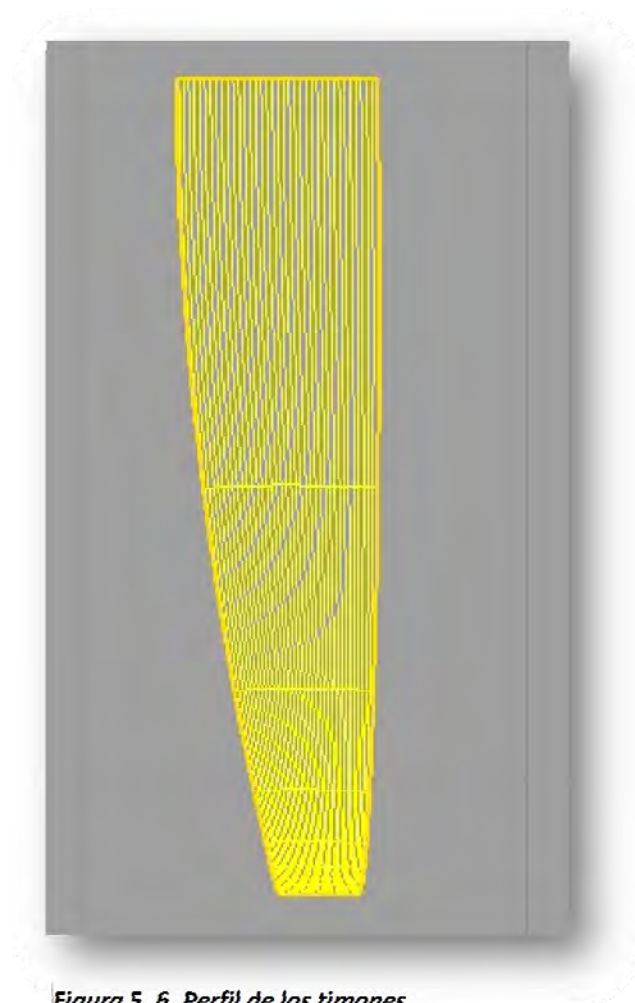


Figura 5. 6. Perfil de los timones

6 REFERENCIAS

BAQUERO A. (2005) “Teoría del buque, introducción a la propulsión de buques”
Edición 2005, ETSIN, Madrid

BAQUERO A. (2005) “Teoría del buque, lecciones de resistencia al avance” Edición
2005, ETSIN, Madrid

CARLTON J. (2007) “Marine propellers and propulsion” 2ª Edición,
Butterworth-Heinemann, Oxford.

DEL TORO M. (2011) “Propulsión, equipos y servicios” Curso Avanzado de Diseño y
Tecnología de Yates, COIN, Barcelona.

FERNÁNDEZ A. (2011) “Predicción de velocidad por polares”, Curso Avanzado de
Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona.

Formation Design Systems. (2007) Maxsurf version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Span version 13, user manual.

FOSSATI F. (2009) “Aero-hydrodynamics and the performance of sailing yachts” 1ª
Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

International Monohull Open Class Association (I.M.O.C.A) (2010) Open 60’ ISAF
International Class. “Class Rules 2010”

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) “Principles of Yacht Design” 3ª Edición, Adlard
Coles Nautical, Londres.

MCNEEL R & Associates (2001) “Introducción a Rhinoceros”

MCNEEL R & Associates (2008) “Manual de formación de Rhinoceros v4.0”

PEGRAM W. (2011) “Diseño de jarcia, arboladura y apéndices en veleros”, Curso
Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona.

www.barcelonaworldrace.com

www.guillaumeverdier.com

www.jp dick.com

www.safran-sailingteam.com

www.volvopenta.com

www.vplp.fr

1	MATERIALES COMPUESTOS	
1.1	Introducción	2
1.2	Resina epoxi	2
1.3	Fibra de carbono	3
1.4	Orientación de las fibras. Tipos de tejidos	3
1.5	Estructura sándwich	4
1.6	Método de construcción	5
1.7	Materiales escogidos para este proyecto	6
2	RESISTENCIA ESTRUCTURAL	
2.1	Estructura interna	7
2.2	Normativa de ABS	9
3	ESCANTILLONADO DEL CASCO	
3.1	Procedimiento	12
3.2	Escantillonado del fondo	13
3.3	Escantillonado de los costados	16
3.4	Escantillonado de la cubierta	17
3.5	Escantillonado de los mamparos resistentes	19
4	ESCANTILLONADO DE REFUERZOS Y APÉNDICES	
4.1	Normas de ABS	22
4.2	Procedimiento	24
4.3	Escantillonado de los refuerzos del casco	24
4.4	Escantillonado de los refuerzos de cubierta	26
4.5	Eje del timón	28
4.5.1	Dimensionamiento del eje de los timones	28
4.5.2	Mecanismo de elevación de los timones	30
5	DIMENSIONAMIENTO DE LA ARBOLADURA	
5.1	Introducción	31
5.2	Dimensionamiento de la jarcia fija transversal	33
5.3	Dimensionamiento de la jarcia fija longitudinal	38
5.4	Dimensionamiento de la sección del palo	39
5.5	Dimensionamiento de la botavara	41
5.6	Dimensionamiento de las crucetas	42
6	PESO DE LA ESTRUCTURA	
1.1	Rediseño de casco, cubierta y cabina	44
1.2	Cálculo del peso de la estructura	45
7	REFERENCIAS	48
8	APÉNDICE. PLANO DE LA ARBOLADURA	49

1 MATERIALES COMPUESTOS

1.1 Introducción

Se denomina material compuesto a todo aquel conformado por dos o más materiales cuyas propiedades finales superan a las de cada material que lo compone por separado. Generalmente, uno de los materiales es la matriz y el otro el refuerzo. En la industria naval, los materiales compuestos que se emplean se basan en matrices poliméricas (poliéster, viniléster, epoxi...) y los refuerzos pueden ser distintos tipos de fibras: vidrio, aramidas (Kevlar®), o carbono. La matriz reparte la carga aplicada al compuesto entre cada fibra individual, y también las protege del daño causado por abrasión e impactos, a la vez que permite dotar al conjunto de gran resistencia mecánica y medioambiental, muy baja densidad y facilidad de moldeo en, prácticamente, cualquier forma.

Ya que las reglas de clase no imponen ninguna restricción acerca de los materiales de construcción, y el coste de los mismos no es un factor a tener en cuenta en un proyecto como éste, se empleará resina epoxi reforzada con fibra de carbono.

1.2 Resina epoxi

La resina epoxi ofrece numerosas ventajas con respecto al poliéster y al viniléster:

- Mayor resistencia a tracción
- Mayor módulo de elasticidad
- Menor contracción volumétrica durante el proceso de curado (esta contracción se debe al reordenamiento de las moléculas en la transición del estado líquido y gel al sólido. En el caso de poliéster y viniléster esta contracción puede llegar al 8% en volumen, mientras que el epoxi solo sufre un 2%)
- Menor absorción de humedad, que reduce considerablemente las propiedades mecánicas del material, sobre todo la resistencia interlaminar a cortantes.

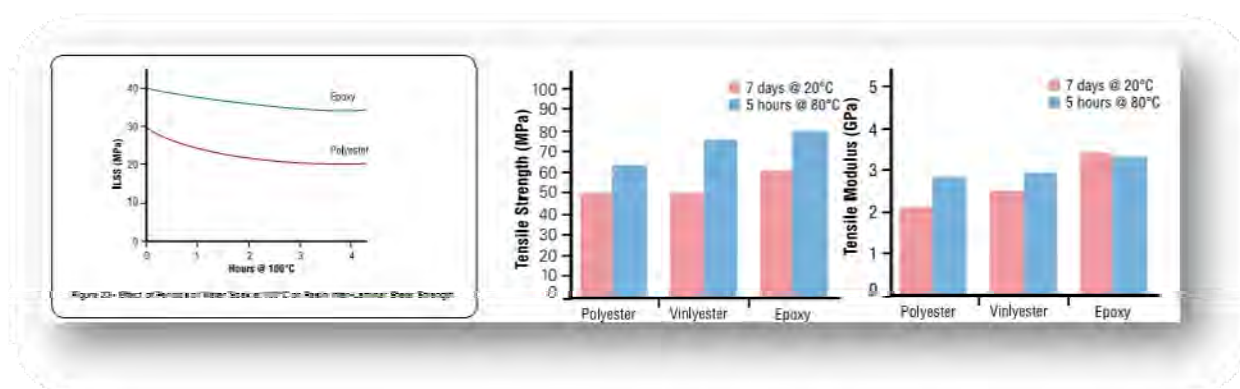


Figura 6. 1.a) Resistencia interlaminar a cortantes en función de la inmersión en agua de resinas epoxi y poliéster b) Resistencia a tracción de distintas resinas, según el modo de curado. c) Módulo a tracción de distintas resinas, según el modo de curado.

1.3 Fibra de carbono

De todas las fibras disponibles en la actualidad es el carbono la que ofrece mejores propiedades mecánicas, como puede verse en la Figura 6.3. Las propiedades de las fibras difieren mucho dependiendo de si se considera a éstas por separado o en conjunción con la resina matriz. En dicha figura se presentan la resistencia a tracción y a compresión (así como sus respectivos módulos, las pendientes de las rectas) de distintas fibras en la misma matriz:

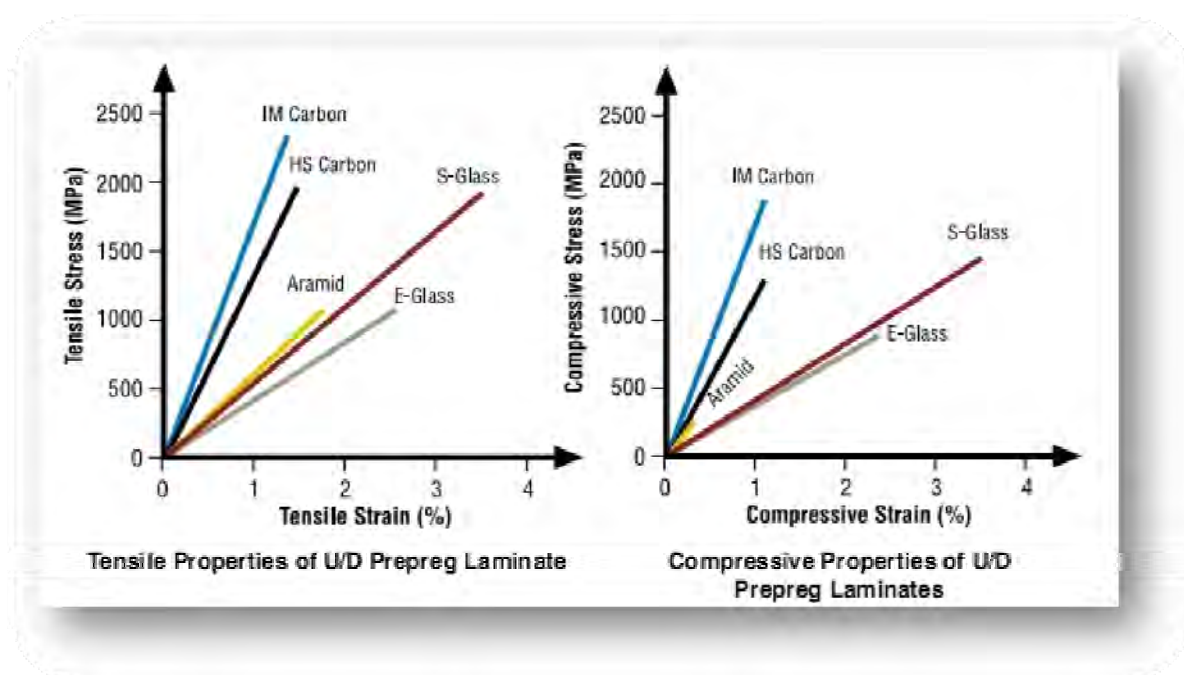


Figura 6. 2.- Tensiones de tracción y compresión de laminados preregs unidireccionales de diferentes tipos de fibras

El coste del carbono es muy superior al de otras fibras, en especial el IMC (Intermediate Modulus Carbon), pero no se va a tener en cuenta el coste del material para este proyecto, así que éste será el tipo de carbono empleado.

Un inconveniente del carbono es su baja resistencia a impactos, siendo habitual en barcos construidos con este material incluir una capa externa de aramida para proteger el casco.

1.4 Orientación de las fibras. Tipos de tejidos

Las fibras están diseñadas, por su geometría monofilar, para ser cargadas a lo largo de su dirección, que es donde presentan sus propiedades mecánicas. Esta cualidad presenta la ventaja de disponer las fibras en la dirección de las cargas principales, que

en un barco será la dirección proa-popa, a la vez que se disponen capas de material en otras direcciones, generalmente 45° y 90° .

Las fibras se presentan en forma de tejidos con las fibras unidas entre sí. Estos tejidos pueden ser unidireccionales, con todas las fibras en una misma dirección; biaxiales, generalmente presentan fibras formando $+45^\circ$ y -45° con respecto a la dirección principal; tejidos denominados *woven*, que presentan 2 familias de fibras formando 90° entre sí, existiendo distintos tipos de unión o costura entre ellas (tafetán, satén, raso, sarga); tejidos multiaxiales, con varias capas de fibras que cubren un amplio espectro de direcciones; tejidos en que los hilos están ensamblados y cosidos; tejidos en que los hilos están trenzados, mallados o encadenados...

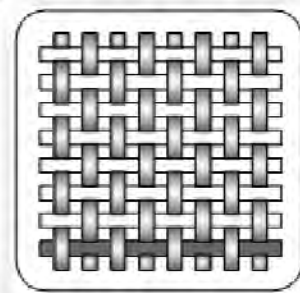


Figura 6. 3. Tejido woven

En este proyecto se emplearán tejidos unidireccionales, biaxiales y *woven*.

1.5 Estructura sándwich

La construcción con materiales compuestos puede ser monolítica o en sándwich. En la primera se superponen numerosas capas de fibras con su correspondiente resina, formando un todo. En la segunda se disponen dos estructuras monolíticas separadas entre sí por otro material, núcleo, de baja densidad. Con esta configuración se consigue obtener un mayor momento de inercia de la sección de material (que depende del espesor al cubo) al separar considerablemente las dos pieles de compuesto con un mínimo aumento del peso dada la baja densidad del núcleo. Es un proceso de construcción mucho más caro, reservado prácticamente a embarcaciones de competición, como es el caso.

El núcleo debe ser capaz de mantener la distancia relativa entre las pieles y la distancia entre las pieles y la fibra neutra del conjunto. Por tanto, su cualidad fundamental es su resistencia a esfuerzos cortantes y a compresión en sentido perpendicular a la sección.

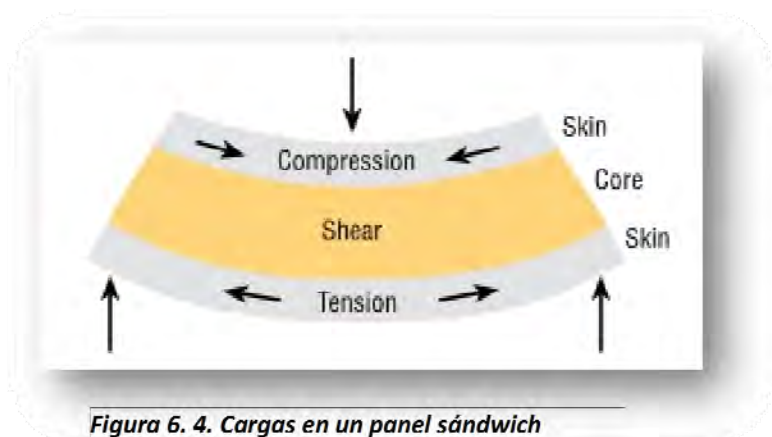


Figura 6. 4. Cargas en un panel sándwich

Existe una gran variedad de materiales para el núcleo, los más comunes son: maderas, de balsa, cedro rojo o contrachapado marino; espumas plásticas, cloruro de polivinilo (PVC), poliuretano (PU), poliestireno (PS), polimetacrilíamida (PMI) y estireno-acrilonitrilo (SAN); nido de abeja, que puede ser

de aluminio, polipropileno, papel, aramida o fibra de vidrio impregnadas con resina fenólica (Nomex®).

Los materiales más empleados en los últimos tiempos en construcción naval son la espuma de estireno-acilonitrilo (SAN), y el nido de abeja. La primera es la espuma que presenta las mejores propiedades y está sustituyendo rápidamente al PVC. La segunda produce estructuras extremadamente ligeras, y su uso está muy extendido en la construcción de embarcaciones de regatas, aunque generalmente se limita su uso a cubiertas y mamparos, dado que en zonas sumergidas existe un cierto riesgo de absorción de agua y por la dificultad de su técnica de encolado.

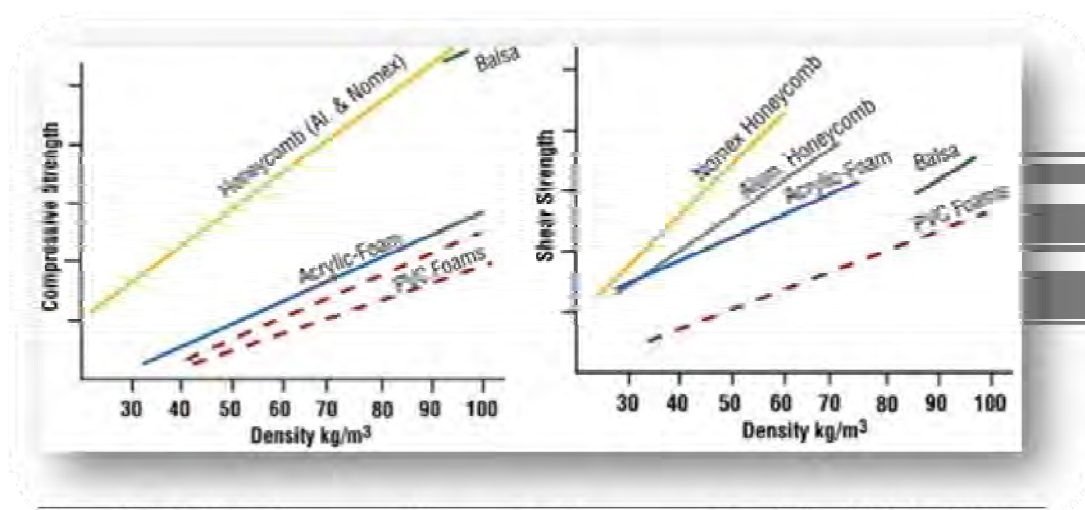


Figura 6. 5. Resistencia a compresión y a cortantes con respecto a la densidad de distintos materiales empleados en el núcleo de un panel sándwich.

1.6 Método de construcción

Existen numerosos métodos de construcción de piezas con materiales compuestos. Se detalla a continuación el que se empleará en este proyecto: el laminado de preimpregnados.

Los materiales preimpregnados (*prepregs*) son tejidos de fibras impregnadas de fábrica en la resina. Esto garantiza una óptima orientación de las fibras y proporción fibra-resina, que son muy difíciles de conseguir en el astillero. Sobre el molde se van disponiendo las distintas capas de *prepregs* y se cubren con una lámina para hacer vacío. A continuación, sin sacar la pieza del molde se introduce en un horno con control de presión y temperatura para que se produzca el curado final, siguiendo las indicaciones del fabricante.

Los *prepregs* se ofrecen en una variedad de combinaciones de fibras (material, peso y orientación) y resinas, que generalmente suele ser resina epoxi. Es un proceso mucho más caro que cualquier otro, pero también es el que garantiza una mayor calidad del producto final.

1.7 Materiales escogidos para este proyecto

Como ya se ha dicho, el factor económico no va a ser decisivo en este proyecto al tratarse de un barco de competición cuyo objetivo es ganar las regatas en que participe. De esta manera se buscará construir una estructura lo más ligera posible y muy resistente, teniendo en cuenta que se trata de un velero oceánico con un plan de regatas de cuatro años que incluye dos circunnavegaciones. Los materiales escogidos son:

Tabla 6. 1. Materiales seleccionados para este proyecto

resina	-epoxi
materiales de refuerzo	-fibra de carbono (IMC carbono de módulo intermedio y HSC, carbono de alta resistencia) -aramida (Kevlar®), para refuerzo frente a impactos
tipo de tejidos	-unidireccional -biaxial ($\pm 45^\circ$) -woven o tafetán (0-90°)
tipo de estructura	-sándwich
material del núcleo	-espuma SAN--- casco -nido de abeja ---- cubierta y mamparos
método de construcción	-prepregs

2 RESISTENCIA ESTRUCTURAL

El escantillonado del barco tiene que ser tal que se cumplan los requisitos mínimos exigidos por la sociedad de clasificación ABS (American Bureau of Shipping), ya que así lo indican las reglas de clase. Estas reglas son las únicas publicadas hasta la fecha por una Sociedad de Clasificación que se encargan del escantillonado de un velero, y, aunque son un poco anticuadas (1994), siguen siendo las únicas vigentes. De todas formas, se está desarrollando en la actualidad una normativa ISO mucho más moderna, que será de cumplimiento obligado en toda la Unión Europea.

Para la aplicación de la normativa ABS en primer lugar hay que desarrollar un esquema de la estructura interna y refuerzos del barco, de modo que tanto el casco como la cubierta queden divididos en una serie de planchas (cuyos bordes sean los refuerzos). Según las dimensiones de cada plancha, su posición en el barco y el tipo de material de construcción, ABS dictamina un módulo, una inercia y un espesor de la sección de plancha mínimos. Entonces se escogerá una configuración de las distintas capas de material que conformarán la estructura para obtener valores de módulo, inercia y espesor superiores a los requeridos.

Lo mismo sucede con los refuerzos, para los que ABS también dictamina una inercia y un módulo mínimos (del refuerzo con su plancha asociada), según sus dimensiones y su función y posición en el barco.

Una primera configuración interna fue realizada en el Cuaderno 3:

2.1 Estructura interna

En el Cuaderno 3 se dispuso una configuración inicial de la estructura interna basada en los requerimientos de las reglas de clase IMOCA Open 60, en la normativa de la sociedad de clasificación ABS “*Guide for building and classing Ocean Racing Yachts, 1994*” y en la configuración de los tanques de lastre y cámaras de aire. Por ser el punto de partida para este cuaderno se reproducen aquí de nuevo las figuras y tablas que muestran la estructura interna:

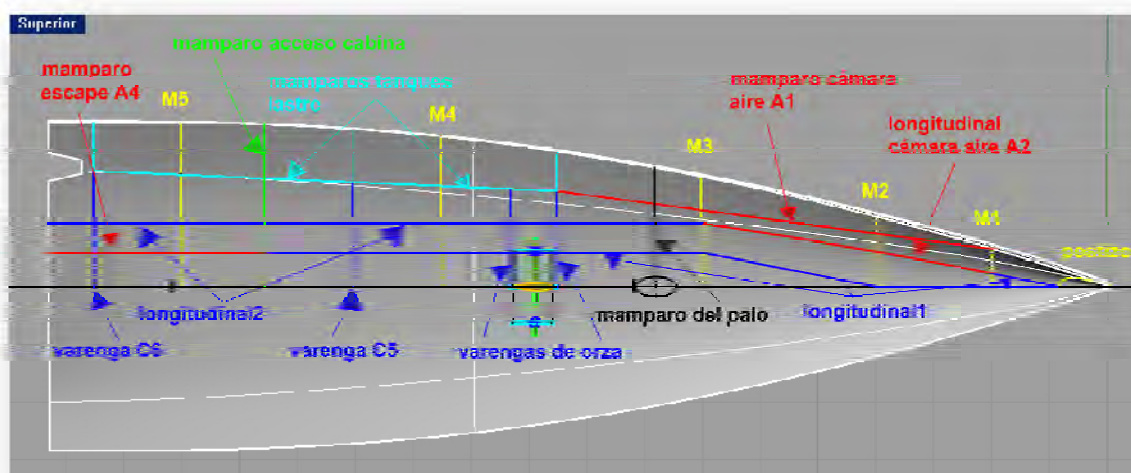


Figura 6. 6. Disposición inicial de los mamparos resistentes y los refuerzos del casco

MAMPAROS TRANSVERSALES	
mamparos estancos M1,M2,M3,M4 y M5	refuerzo transversal del barco de forma espaciada. Absorben los esfuerzos cortantes que tienden a torsionar la sección
mamparo de acceso a la cabina	

MAMPAROS LONGITUDINALES	
mamparo del tanque de lastre	refuerzo longitudinal a la altura del pantoque
mamparo de cámara de aire A1	
mamparo de conducto de escape A4	refuerzo longitudinal de la bañera
cámara de aire A2	refuerzo longitudinal del fondo en la proa, absorbe las presiones de <i>slamming</i>

MAMPAROS TRANSVERSALES	
mamparo del palo	absorbe las cargas del palo y los obenques

VARENGAS	
varengas de la orza	sustentan la orza y su mecanismo
varenga C5	disminuye el espaciado de refuerzos entre el mamparo estanco M4 y el mamparo de acceso a la cabina
varenga C6	sustenta la bañera y disminuye el espaciado de refuerzos. Es el refuerzo más a popa.

LONGITUDINALES DE FONDO	
longitudinal 1	<p>refuerzo longitudinal del fondo</p> <ul style="list-style-type: none"> -en proa, absorbe las presiones de <i>slamming</i> -en el centro, absorbe esfuerzos de la orza -en popa, da continuidad al mamparo longitudinal del conducto de escape
longitudinal 2	<p>refuerzo longitudinal del fondo</p> <ul style="list-style-type: none"> -en proa, absorbe las presiones de <i>slamming</i> -en el centro, absorbe esfuerzos de la orza -en popa, refuerzo intermedio entre el mamparo longitudinal del conducto de escape y el del tanque de lastre

También se dispuso en el Cuaderno 3 una configuración inicial de los refuerzos de la cubierta:

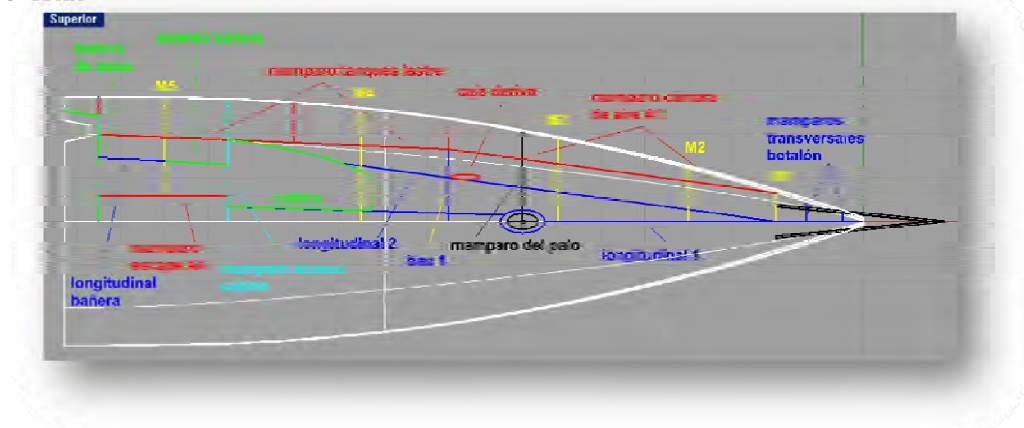


Figura 6. 7. Disposición inicial de los refuerzos de la cubierta

Tabla 6. 3. Relación de los mamparos resistentes y refuerzos de la cubierta

MAMPAROS TRANSVERSALES	
mamparos estancos M1,M2,M3,M4 y M5	ejercen de baos de la cubierta ya que son mamparos resistentes
mamparo acceso cabina	
mamparo del palo	

MAMPAROS LONGITUDINALES	
tanques de lastre	refuerzo longitudinal cercano a la regala, continuo de proa a popa
cámara de aire A1	
cámara de aire A4, conducto escape	refuerza el suelo de la bañera
mamparos del botalón	Se añaden estos dos mamparos para absorber los esfuerzos del botalón y el stay. El que está situado más a proa coincide con la entrada del botalón a través del casco. El botalón irá empotrado en el mamparo estanco M1 y sujeto por estos dos mamparos.
longitudinal 1	recorre la cubierta desde el extremo de proa por crujía hasta un anillo elíptico alrededor del palo, hecho firme en el mamparo del mismo. Continúa hasta unirse con el pasillo de la cabina, llegando hasta el mamparo de acceso.
longitudinal 2	discurre en diagonal desde el mamparo estanco M1 hasta el lateral de la cabina, tangente a la caja de la deriva. Queda equidistante entre crujía el mamparo de la cámara de aire, disminuyendo así el tamaño de las planchas de cubierta en la proa
longitudinal de bañera	en prolongación al asiento de bañera, disminuye las planchas del suelo de la bañera, y refuerza la zona donde está el carro de la mayor
bao 1	prolonga el mamparo transversal que separa la cámara de aire A1 y el primer tanque de lastre L1, formando con éste y la varenga de proa de la orza un anillo resistente.

2.2 Normativa de ABS

En primer lugar se hace mención a las dimensiones del barco, que serán:

- Eslora, L: calculada: $L = \frac{L_{OA} + L_{WL}}{2}$ en este caso: $L = \frac{18.288 + 17.9147}{2}$
L=18.10135m
- Manga, B: la máxima del barco: **B = 5.70m**
- Calado, d: la máxima distancia en vertical desde el fondo de la carena en su punto más bajo en crujía hasta la flotación, en la situación de máximo desplazamiento estimado: **d = 0.2662m**

Para construcciones de tipo sándwich se tienen los siguientes requisitos:

- Mínimas características de los laminados:

Tabla 6. 4. Mínimas propiedades mecánicas exigidas a los materiales compuestos para la construcción de tipo sándwich

		N/mm ²
resistencia a flexión	F	172
módulo a flexión	E _F	7580
resistencia a tracción	T	124
módulo a tracción	E _T	6890
resistencia a compresión	C	117
módulo a compresión	E _C	6890
resistencia interlaminar a cortantes	S _I	17.3
resistencia cortantes, en perpendicular a las fibras	S _{PP}	76
resistencia a cortantes, en paralelo a las fibras	S _{PL}	62
módulo a cortantes, en paralelo a las fibras	E _S	3100

- Peso de la fibra de la piel exterior, será mayor que:
 $W_s = 73.8 \cdot L + 100 \text{ g/m}^2 = \mathbf{1435.88 \text{ g/m}^2} = W_s$
- Las fibras de la piel exterior han de cumplir:
Tensión última a tracción / módulo a tracción > 0.014
- Número mínimo de capas de al menos 175 g/m² en la piel exterior, según L:
 $15.2 \leq L \text{ (m)} \leq 21.4; \quad \mathbf{n = 4 \text{ capas}}$
- MÍNIMOS
 - Módulo piel exterior: $SM_e = \frac{t_a^2 \cdot F}{600 \cdot T} \text{ (cm}^3\text{)}$
 - Módulo piel interior: $SM_i = \frac{t_a^2 \cdot F}{600 \cdot C} \text{ (cm}^3\text{)}$
 - Inercia de la sección completa: $I = \frac{t_b^3 \cdot E_F}{5060 \cdot E_{TC}} \text{ (cm}^4\text{)}$
 - Espesor del sándwich: $\frac{d_t + d_n}{2} = \mathbf{0.01} \cdot v \cdot \frac{f_s \cdot h \cdot s}{\tau} \text{ (mm)}$

Donde:

- F: mínima resistencia a flexión	
- T: mínima resistencia a tracción	
- C: mínima resistencia a compresión	
- E _F : mínimo módulo a flexión	N/mm ²
- E _{TC} = 0.5 · (E _T + E _C)	
- E _T : mínimo módulo a tracción	
- E _C : mínimo módulo a compresión	
- d _t : espesor total del sándwich	mm
- d _n : espesor del núcleo del sándwich	mm
- v: coeficiente según la relación de aspecto del panel (Tabla 7.6 de ABS)	
- f _s : factor de reducción del <i>design head</i> (Tablas 7.5 y 7.7 de ABS)	
- τ: tensión de diseño, τ = 0.5 · S _N	N/mm ²

Y t_a y t_b son los espesores mínimos para un laminado monolítico, que se obtienen según las siguientes expresiones:

- $t_a = s \cdot c \cdot \sqrt{\frac{p \cdot k}{\sigma_a}} \text{ (mm)}$
- $t_b = 0.75 \cdot s \cdot c \cdot \sqrt[3]{\frac{p \cdot k_1}{0.02 \cdot E_F}} \text{ (mm)}$

Donde:

- s: cuerda de la distancia entre refuerzos, es decir, el ancho del panel (mm)
- l: longitud del panel (mm)
- c: factor de corrección por curvatura, $c = 1 - A/s$; $c \geq 0.70$
- A: distancia en perpendicular medida desde la cuerda s hasta el punto de mayor curvatura
- $p = 0.01 \cdot f \cdot h$
 - h: *design head* (Tabla 7.1 de ABS) dependiendo de la zona del barco se aplica un factor u otro al *basic head*, que es: $h_b = 3 \cdot d + 0.14 \cdot L + 1.62$ (m), en este caso: **$h = 4.9528$ m**. $h = 1.2h_b$ para el casco; $h = 1.8h_b$ para la zona de la orza; $h = 1.08h_b$ para costados
 - f = factor de corrección del *design head* (Tabla 7.4 de ABS)
- k: coeficiente que varía con la relación de aspecto del panel (Tabla 7.3 de ABS) viene dado por la expresión: $k = \frac{0.5}{1 + 0.623 \cdot (s/l)^6}$
- k_1 : igual que el anterior: $k_1 = \frac{0.028}{1 + 1.056 \cdot (s/l)^5}$
- σ_a : tensión de diseño, en N/mm^2 (Tabla 7.2 de ABS). $\sigma_a = 0.5 \cdot F$
- E_F : módulo a flexión del laminado (N/mm^2)

En el epígrafe siguiente se aplican estas expresiones para calcular los dos módulos de la sección, su inercia y su espesor, para los paneles del casco, cubierta y mamparos resistentes.

3 ESCANTILLONADO DEL CASCO

3.1 Procedimiento

Teniendo en cuenta todas las consideraciones explicadas en el epígrafe anterior se procede a calcular los requisitos mínimos que exige ABS para las distintas planchas o paneles en que queda dividido el casco por mamparos y refuerzos. No es necesario calcularlo para todos los paneles, sino que basta con hacerlo para los más grandes, ya que si éstos cumplen los mínimos, los menores también los cumplirán.

El procedimiento a seguir para el escantillonado siguiendo la guía de ABS es iterativo: las entradas son las dimensiones de los paneles y sus propiedades mecánicas, por lo que hay que definir en primera instancia la composición del sándwich. Como salida, ABS proporciona los momentos en ambas caras, la inercia y el espesor mínimos exigidos de la sección. Se calculan estos valores para la configuración elegida (dependen sólo de la geometría), y se ve si son superiores a los exigidos. Si no, habrá que aumentar el espesor del núcleo y/o el número de capas de cada piel y/o el contenido en fibra de las mismas. Si cumple, hay que comprobar que es la solución más eficiente, es decir, ver si con menos material también se cumplen los mínimos, ya que el objetivo es realizar una estructura lo más ligera posible.

Para ello hay que definir primero los materiales que compondrán la estructura sándwich. Ya se explicó en el epígrafe 1.7 de este Cuaderno que las distintas capas serán *prepregs* de fibra de carbono y resina epoxi, pero queda por especificar el número de capas y la orientación de las fibras, dado que de ello dependen las propiedades mecánicas del conjunto.

Los *prepregs* seleccionados son una de las empresas líderes en el suministro de estos materiales, SP-High ModulusTM, división de materiales marinos de la compañía GuritTM. Son todos de la familia denominada SE 84LV, que el fabricante recomienda para la construcción naval. Para el núcleo se escoge espuma SAN denominada CorecellTM (ya que para el casco no es recomendable el empleo de nido de abeja por la posible absorción de agua). Se usarán tres espumas diferentes, una para todo el casco, otra de mayor densidad para la zona de la orza y el palo, y una tercera de menor densidad que las anteriores para los costados.

Las propiedades de los materiales compuestos son muy difíciles de determinar, ya que dependen en gran medida del número de capas que se dispongan, la orientación de las fibras de cada capa, la secuencia de las mismas, el proceso y la calidad de construcción... por lo que no se dispone de los valores exactos para los laminados concretos que se han dispuesto anteriormente. Por ello se tomarán unos valores genéricos medios, que se considerarán válidos para todos los laminados del barco, y que se muestran en la tabla siguiente, junto con las propiedades de las espumas que se usarán como núcleo del sándwich:

Tabla 6. 5. Propiedades mecánicas de los materiales empleados

Características laminado carbono-epoxy		MPa
Resistencia a flexión	F	900
módulo a flexión	E _f	50000
resistencia a tracción	T	2844
módulo a tracción	E _t	129200
resistencia a compresión	C	1300
módulo a compresión	E _c	118700
resistencia interlaminar a cortantes	S _i	79

Propiedades espumas SAN Corecell™	ρ (Kg/m³)	R a cortantes (MPa)
Corecell™ M80	85	1.09
Corecell™ M100	107.5	1.45
Corecell™ M130	140	1.98

Se cumple el requisito impuesto por la normativa:

$$\text{Tensión a tracción (T) / módulo a tracción (E}_t\text{)} = \mathbf{0.022} > 0.014$$

ABS diferencia dos zonas en el casco, para las que se tendrán que aplicar distintos coeficientes. Estas zonas están delimitadas por un plano paralelo a la flotación situado a una altura sobre la línea base de d+0.15m, es decir, a 0.15m por encima de la flotación. Se denominan, en las páginas que siguen, ambas zonas como FONDO y COSTADOS.

3.2 Escantillonado del fondo

La división en paneles del fondo del casco es la siguiente:

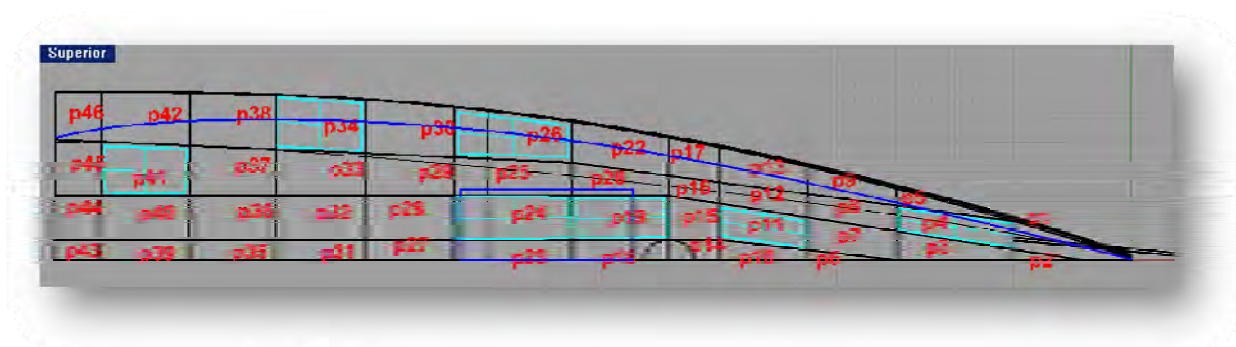


Figura 6. 8. Panelización del casco

Responde a los refuerzos señalados en el epígrafe 2.1 de este Cuaderno, con la inclusión de una varenga y cuaderna más, que separan los paneles p6-p9 y los p10-p13, ya que sin ella los paneles resultaban demasiado grandes. Se señalan en celeste los paneles que se midieron y se incluyeron en los cálculos de ABS, y en azul oscuro, la línea que separa casco y costados, y la zona de la orza que debe ir más reforzada.

Lógicamente, si un panel se encuentra entre dos zonas, se calculará según los criterios de la zona más exigente. En el caso casco-costado, la zona más exigente es el casco.

ABS recomienda extender la zona de la orza hasta más a proa del mamparo del palo, por lo que los paneles que contarán con el núcleo de espuma de mayor densidad son: p14, p15, p18, p19, p23 y p24.

La configuración final de la estructura sándwich para los paneles del fondo del casco es la siguiente:

Tabla 6. 6. Relación de materiales y capas que componen el sándwich del fondo del casco

	denominación comercial	ángulo fibras	tipo fibras	peso fibras g/m ²	% peso resina	peso total (g/m ²)	espesor (mm)
piel interior							
i1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
i3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i4	SE 84LV/RC200T/42±3%	0-90, woven	HSC	200	42	284	0.281
TOTAL PIEL INTERIOR				1105		1524.05	1.124
núcleo							
núcleo normal	Corecell™ M100		SAN	107.5 Kg/m ³		1827.5	17
núcleo orza	Corecell™ M130		SAN	140 Kg/m ³		2800	20
piel exterior							
e1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
e3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e4	SE 84LV/RC303T/42±3%	0-90, woven	HSC	303	42	430.26	0.281
e5	SE 84LV/RA320H4/50±3%	0-90, woven	aramida	320	50	480	0.281
TOTAL PIEL EXTERIOR				1528		2150.31	1.405
TOTAL CASCO NORMAL						5501.86	19.529
TOTAL ZONA ORZA						6474.36	22.529

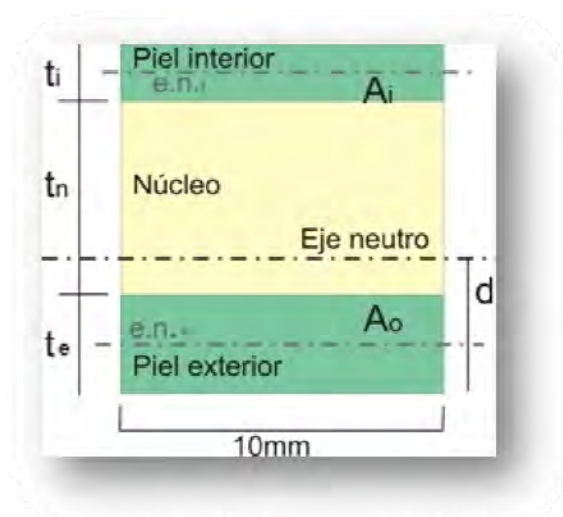
Se cumple así el requisito de ABS del peso mínimo de las fibras de la piel exterior, con un total de **1528 g/m²** frente a los 1435.88 g/m² exigidos, y un mínimo de 4 capas.

Se presentan a continuación los resultados obtenidos al aplicar la normativa a cada panel. Por comodidad de lectura se omiten todos los coeficientes y los valores intermedios necesarios para los cálculos de ABS, y se presentan tan solo las dimensiones del panel y las exigencias:

Tabla 6. 7. Cálculos de ABS para los paneles del fondo del casco. Módulos, inercias y espesores exigidos y obtenidos con el escantillonado propuesto

CASCO NORMAL								
plancha	s (mm)	l (mm)	A (mm)	SM_e (cm³)	SM_i (cm³)	I (cm⁴)	d_i+d_n/2 (mm)	d_i (mm)
p3	491,35	2000	19,60	0,00639	0,01399	0,00484	14,64368	12,2874
p4	480	2000	81,44	0,00457	0,01000	0,00293	14,43717	11,8743
p11	620	1500	18,00	0,00968	0,02117	0,00927	16,54890	16,0978
p26	851,94	2000	9,45	0,01433	0,03135	0,01919	17,96120	18,9224
p34	927	1520	13,17	0,01523	0,03332	0,02119	17,54663	18,0933
p37	842,54	1460	21,89	0,01348	0,02948	0,01703	17,79655	18,5931
p41	908,16	1500	23,61	0,01455	0,03182	0,01963	17,62767	18,2553
valores requeridos				0,01523	0,03332	0,02119	17,96120	18,9224
valores obtenidos				0,23657	0,19485	0,20866	18,26450	19,529

CASCO ZONA ORZA								
p19	748,35	1650	23,02	0,01774	0,03881	0,02038	19,39042	18,7808
p24	748,35	2000	10,01	0,01845	0,04037	0,02176	19,39042	18,7808
obtenido				0,26448	0,21724	0,25678	20,26450	22,529

**Figura 6. 9. Sección de un panel sándwich de 10mm de ancho; relación de pieles, espesores, ejes neutros y distancias**

Se comprueba que la configuración elegida cumple la norma, siendo el espesor del sándwich el factor limitante. Este requisito puede cumplirse con distintas combinaciones de espesor-densidad de la espuma del núcleo, por ejemplo, espuma M80 de 85 Kg/m³ y 23mm de espesor, o bien espuma **M100 de 107.5 Kg/m³** y espesor de 17mm, siendo esta última la más ligera (**1.8275 Kg/m²** frente a los 1.955 Kg/m² de la primera), por eso es la espuma elegida.

La inercia de la sección se ha calculado considerando el núcleo hueco (sin contribuir a la sección), y relativa al eje neutro, tal y como indica ABS; y los módulos, dividiendo la inercia obtenida entre las distancias desde el eje neutro a los extremos de la sección:

$$d = \frac{A_i \cdot \left(\frac{t_i}{2} + t_n + t_e \right) + A_e \cdot \frac{t_e}{2}}{A_i + A_e}$$

$$I_i = \left(\frac{1}{12} \cdot 10 \cdot t_i^3 \right) + A_i \cdot \left(\frac{t_i}{2} + t_n + t_e - d \right)^2$$

$$I_e = \left(\frac{1}{12} \cdot 10 \cdot t_e^3 \right) + A_e \cdot \left(d - \frac{t_e}{2} \right)^2; \quad I = I_i + I_e; \quad SM_e = \frac{I}{d}; \quad SM_i = \frac{I}{t_i + t_n + t_e - d}$$

véase la Figura 6.9 para una definición de los términos empleados en estas expresiones

3.3 Escantillonado de los costados

El proceso es el mismo que en el caso del casco. La división de los paneles se obtiene a partir del refuerzo longitudinal situado a media altura del francobordo, desde el extremo de proa hasta el mamparo estanco M4. La distribución de los paneles es la siguiente:

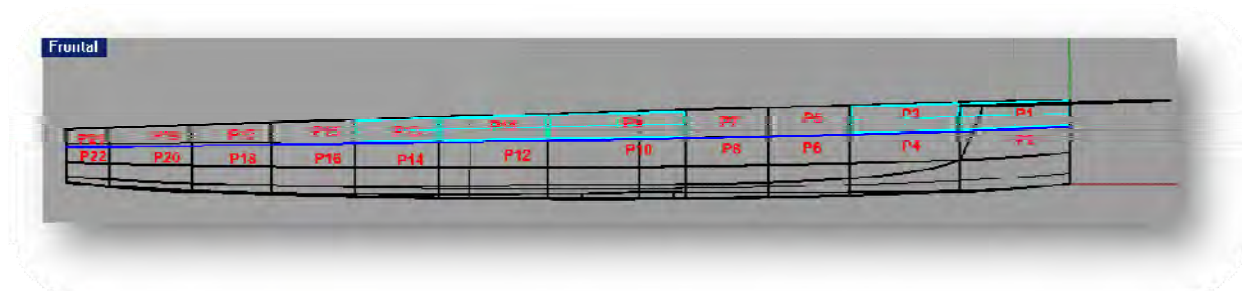


Figura 6. 10. Panelización del costado

En azul oscuro se ha representado el refuerzo longitudinal, y en celeste los paneles con los que se realiza el cálculo de ABS.

Al realizar los cálculos se observa que si se prolonga el refuerzo longitudinal hasta el extremo de popa, reduciendo así el ancho s de los paneles y, con ello, los espesores exigidos se puede emplear una espuma de menor densidad para el núcleo. En cuanto a su espesor, se produce la misma disyuntiva que en el caso anterior: **12mm** de espuma **M80**, de densidad **85 Kg/m³**, o bien 20mm de espuma M60, de 65 Kg/m³. La opción más ligera es la primera.

Así pues, la disposición de la estructura sándwich del costado será:

Tabla 6. 8 Relación de materiales y capas que componen el sándwich del costado

	denominación comercial	ángulo fibras	tipo fibras	peso fibras g/m ²	% peso resina	peso total (g/m ²)	espesor (mm)
piel interior							
i1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
i3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i4	SE 84LV/RC200T/42±3%	0-90, woven	HSC	200	42	284	0.281
TOTAL PIEL INTERIOR				1105		1524.05	1.124
núcleo							
núcleo	Corecell TM M80		SAN	85 Kg/m ³		1020	12
piel exterior							
e1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
e3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e4	SE 84LV/RC303T/42±3%	0-90, woven	HSC	303	42	430.26	0.281
e5	SE 84LV/RA320H4/50±3%	0-90, woven	aramida	320	50	480	0.281
TOTAL PIEL EXTERIOR				1528		2150.31	1.405
TOTAL COSTADOS						4694.36	14.529

Los cálculos de escantillonado para los paneles de los costados se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 6. 9 Cálculos de ABS para los paneles del costado. Módulos, inercias y espesores exigidos y obtenidos con el escantillonado propuesto

plancha	s (mm)	l (mm)	A (mm)	fl (m)	SM _e (cm ³)	SM _i (cm ³)	I (cm ⁴)	d _t +d _n /2 (mm)	d _t (mm)
p1	532,82	2000,00	0	1,539	0,00447	0,00978	0,00382	11,67579	11,35158
p3	538,63	2000,00	0	1,503	0,00460	0,01006	0,00397	11,87986	11,75972
p9	515,00	1650,00	0	1,342	0,00451	0,00986	0,00372	12,17105	12,3421
p11	496,30	2666,67	0	1,294	0,00432	0,00945	0,00345	12,08151	12,16301
p13	467,54	2916,67	0	1,234	0,00400	0,00875	0,00301	11,85408	11,70816
p21	365,76	788,00	0	1,035	0,00281	0,00614	0,00162	10,60272	9,205434
valores exigidos					0,00460	0,01006	0,00397	12,17105	12,3421
valores obtenidos					0,16705	0,13897	0,11022	13,26450	14,529

3.4 Escantillonado de la cubierta

El procedimiento a seguir es el mismo que en el caso anterior, tan sólo cambian algunos valores de los coeficientes a aplicar en los cálculos de ABS.

Los paneles de la cubierta vienen dados por los refuerzos de la misma y los mamparos estructurales, mostrados en el epígrafe 2.1 de este Cuaderno (y en el Cuaderno 3). Al realizar los cálculos se observó que algunos paneles eran muy grandes, por lo que resultaba más eficiente añadir algún refuerzo más y poder tener así un espesor menor del sándwich. En la figura siguiente se muestran los refuerzos iniciales, junto con los tres nuevos, que son un bao en la proa, entre los mamparos estancos M2 y M3; un bao para la cabina y un longitudinal en la bañera en crujía. La incorporación del bao de proa está en consonancia con las nuevas varenga y cuaderna añadidas por la misma razón en el cálculo del escantillonado del casco, de este modo los tres elementos forman un anillo resistente. El longitudinal en la bañera es importante, ya que se trata de una zona donde se pisa mucho y suele haber embarques de agua.

En negro se presentan los paneles de la cubierta, en azul oscuro la cabina, en rojo los de la bañera y en verde los nuevos elementos incorporados. En celeste se señalan los



Figura 6. 11. Panelización de la cubierta, cabina y bañera

paneles calculados. Nótese que el panel P4 no está cortado en cruja.

Una vez dividida en paneles la cubierta, se procede a determinar los materiales del sándwich. En este caso se empleará como núcleo nido de abeja, que es más ligero y presenta mejores propiedades a cortantes que cualquier espuma. Al realizar los cálculos se observó que se cumplen los requisitos mínimos con dos combinaciones distintas de densidad de núcleo-espesor (11mm de núcleo 72.1 Kg/m³, o **15mm de 48.1 Kg/m³**), y se escogió la combinación que menos pesa, que es el de menor densidad y más espesor. La denominación comercial de este material es PK2-1/8-3.0 HS, de la marca Plascor®. Se trata de un nido de abeja elaborado con papel de fibras para-aramida DuPont Kevlar® N636 impregnado con resinas fenólicas (según el fabricante, este núcleo presenta mejores características mecánicas que el Nomex®). Este material posee una resistencia a compresión de 2.10MPa.

Para las pieles se seleccionan los mismos materiales que en el caso del casco, aunque, para ahorrar peso, la piel exterior sólo contará con cuatro capas (ya que la norma no exige un mínimo de peso de fibras para la cubierta), manteniendo, eso sí, la capa exterior de aramida para una mejor protección frente a impactos. En la siguiente tabla se resume la composición del sándwich de cubierta:

Tabla 6. 10 Relación de materiales y capas que componen el sándwich de la cubierta

	denominación comercial	ángulo fibras	tipo fibras	peso fibras (g/m ²)	% peso resina	peso total (g/m ²)	espesor (mm)
piel interior							
i1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
i3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i4	SE 84LV/RC200T/42±3%	0-90, woven	HSC	200	42	284	0.281
TOTAL PIEL INTERIOR				1105		1524.05	1.124
núcleo							
núcleo	PK2-1/8-3.0 HS	nido de abeja		48.1 Kg/m ³		721.5	15
piel exterior							
e1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
e3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e4	SE 84LV/RA320H4/50±3%	0-90, woven	aramida	320	50	480	0.281
TOTAL PIEL EXTERIOR				1225		1720.05	1.124
TOTAL CUBIERTA						3965.6	17.248

Los cálculos de escantillonado de los paneles de la cubierta, la cabina y la bañera se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 6. 11 Cálculos de ABS para los paneles de la cubierta. Módulos, inercias y espesores exigidos y obtenidos con el escantillonado propuesto

plancha	s (mm)	l (mm)	A (mm)	$SM_e (cm^3)$	$SM_i (cm^3)$	$I (cm^4)$	$d_t+d_n/2(mm)$	$d_t (mm)$
p1	708,6	1500	0	0,01086	0,006109	0,006835	13,46756	11,9351
p2	913,03	2000	0	0,016249	0,009142	0,013211	15,61942	16,2388
p3	938,31	1525	0	0,016465	0,009263	0,013209	15,54694	16,0939
p4	667,56	1525,69	0	0,009856	0,005545	0,005875	12,94201	10,884
p5	674,29	2000		0,010058	0,005659	0,006109	13,03034	11,0607
p cabina	1643,64	1533,86	422,26	0,009342	0,005256	0,008043	15,0885	15,177
pbañera1	539,39	1508,85	0	0,006851	0,003854	0,003325	11,09925	7,1985
pbañera2	737,05	1022,82	0	0,01073	0,006037	0,00645	13,16503	11,3301
valores exigidos				0,016465	0,009263	0,013211	15,61942	16,2388
obtenidos				0,169698	0,169698	0,146347	16,124	17,248

3.5 Escantillonado de los mamparos resistentes

El escantillonado de los mamparos se realiza de la misma manera que los casos anteriores, cambiando algunos factores y coeficientes para la aplicación de la normativa de ABS. Ésta distingue mamparos estancos de los de tanques, pero se ha decidido dimensionarlos de la misma manera ya que los tanques van a soportar una gran presión cuando estén llenos. La norma ABS tiene en cuenta que los mamparos estancos tienen que soportar la presión hidrostática en caso de que uno de los compartimentos que separan esté inundado.

En este caso también se emplea nido de abeja como núcleo del sándwich, de la misma marca que en el caso de la cubierta. Nos encontramos con la misma disyuntiva en cuanto a la relación espesor-densidad del núcleo: **17mm** con una densidad de **48.1 Kg/m³** o 14mm con 72.1 Kg/m³, siendo la que menor peso total presenta la primera, la de menor densidad y mayor espesor. Por tanto se usará el mismo núcleo que en el caso de la cubierta.

Tabla 6. 12 Relación de materiales y capas que componen el sándwich de los mamparos resistentes

	denominación comercial	ángulo fibras	tipo fibras	peso fibras g/m ²	% peso resina	peso total (g/m ²)	espesor (mm)
piel interior							
i1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
i3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
i4	SE 84LV/RC200T/42±3%	0-90, woven	HSC	200	42	284	0.281
TOTAL PIEL INTERIOR				1105		1524.05	1.124
núcleo							
núcleo	PK2-1/8-3.0 HS	nido de abeja		48.1 Kg/m ³		817.7	17
piel exterior							
e1	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e2	SE84LV/XC305/41±3%	±45, biaxial	HSC	305	41	430.05	0.281
e3	SE 84LV/IMC/300/35%	0, unidireccional	IMC	300	35	405	0.281
e4	SE 84LV/RA320H4/50±3%	0-90, woven	aramida	320	50	480	0.281
TOTAL PIEL EXTERIOR				1225		1720.05	1.124
TOTAL MAMPAROS						4061.8	19.248

Los cálculos de escantillonado de los mamparos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6. 13 Cálculos de ABS para los mamparos resistentes y los tanques de lastre. Módulos, inercias y espesores exigidos y obtenidos con el escantillonado propuesto

mamparos	s (mm)	L (mm)	Sme (cm ³)	Smi (cm ³)	I (cm ⁴)	do+dc/2 (mm)
M1	733,05	1702,28	0,01897	0,04150	0,00410	10,53730
M2	924,00	1754,15	0,01692	0,03701	0,00677	11,16687
M3	1320,00	1702,75	0,00979	0,02142	0,01094	9,80276
M4	1582,07	1737,51	0,00426	0,00932	0,00843	8,73039
M5	1230,17	1934,37	0,00042	0,00092	0,00077	8,45149
Mpalo	1710,00	1432,20	0,00642	0,01405	0,01494	8,08458
Macceso	1537,50	1340,00	0,00459	0,01004	0,00896	17,73261
tanques de lastre						
L1	1344,66	2000,00	0,00770	0,01684	0,01536	7,86016
L2	1525,00	1582,07	0,00484	0,01058	0,00862	1,56317
L3	1261,92	1525,00	0,00459	0,01005	0,00793	5,25244
L4	1155,02	1450,00	0,00441	0,00965	0,00709	6,19982
L5	951,87	1500,00	0,00409	0,00895	0,00587	9,22299
valores exigidos			0,01897	0,04150	0,01536	17,73261
valores obtenidos			0,192064	0,192064	0,184842	18,124

En el compartimento estanco más a proa se disponen dos mamparos para que contribuyan a la sujeción del botalón. El primero es entero y oblicuo, y en él se fija también el estay. El segundo se reduce a un anillo resistente. Ambos mamparos se dimensionan con el mismo espesor que los mamparos resistentes.

El mamparo del palo también se aligera para formar un anillo resistente, ya que por la proximidad de uno de los mamparos estancos no es necesario que sea completo. Está reforzado, eso sí, por una varenga y una bulárcama. Se añade también una sección elíptica alrededor del palo de refuerzo tanto en cubierta como en el fondo, escantillonada igual que el mamparo, con el objeto de distribuir uniformemente las cargas en la fogonadura y el pie de palo. Éste se apoya sobre la varenga mediante un apoyo del mismo tamaño que la base del palo para no cargar de forma puntual el casco.

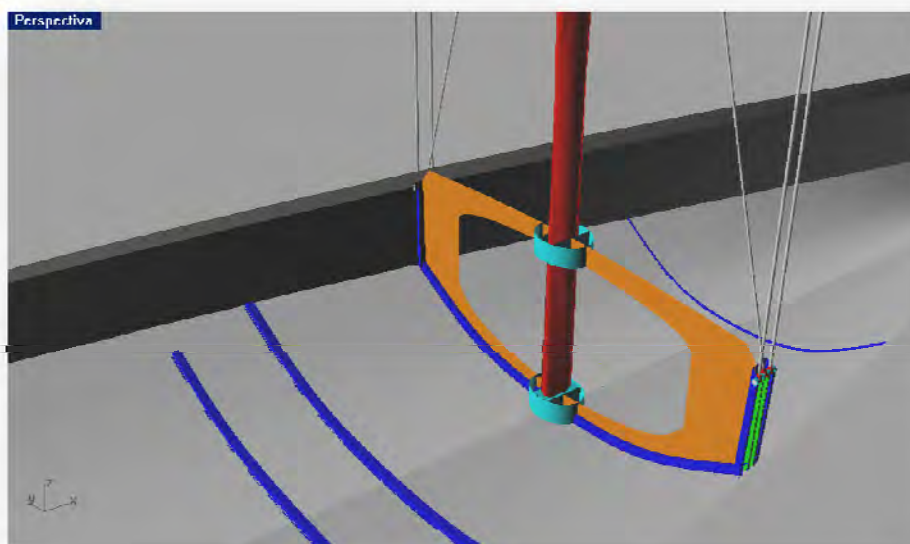


Figura 6. 12 Mamparo del palo, con su varenga, bulárcama reforzada y perfiles elípticos en torno al palo

Hay que tener en cuenta también los dobles fondos definidos en los Cuadernos anteriores, que configuran parte de las cámaras de aire, aunque no son estructurales ni estancos. El doble fondo de la cámara A3, correspondiente a la habitación, se dimensionará con cierta rigidez, ya que es bastante grande y sobre él pisarán los tripulantes. Se decide escantillonarlo igual que la cubierta, pero con menor espesor de núcleo, 10mm.

El doble fondo de la proa, A2, es más pequeño y se apoya sobre los refuerzos del casco en esa zona, por lo que no necesita tanta rigidez. Se opta por un laminado monolítico de 6 capas de material y 1.686mm de espesor.

4 ESCANTILLONADO DE REFUERZOS Y APÉNDICES

Los refuerzos son las vagras, longitudinales, cuadernas y baos que aportan mayor rigidez a las planchas del casco y cubierta, aumentando la inercia y el módulo de cada plancha, entendida ahora no como el panel entre elementos, sino como un panel con un refuerzo en el medio. Para el escantillonado de los refuerzos, la norma de ABS indica una inercia y un módulo de la sección mínimos del refuerzo con su plancha asociada.

También señala la necesidad de continuidad y soporte entre elementos, de modo que los refuerzos longitudinales se construyan empotrados en los transversales, y viceversa, y evitando discontinuidades y puntos de concentración de tensiones.

Los distintos elementos que configuran la estructura han sido señalados en los epígrafes anteriores, ya que son los que dividen la estructura en los diferentes paneles que se ya se han estudiado.

4.1 Normas de ABS

- MÍNIMO MÓDULO DE LA SECCIÓN: $SM \geq \frac{C \cdot h \cdot s \cdot l^2}{\sigma_a} + SM_k \text{ (cm}^3\text{)}$

Donde:

- C: coeficiente con distintos valores según el elemento
- h: *design head*, dada en la Tabla 8.1 de ABS (m)
- l: longitud del elemento entre apoyos (m)
- s: espaciado del refuerzo, es decir, distancia en perpendicular a los refuerzos contiguos. Para varengas y bulárcamas se toma la anchura media a ambos lados del refuerzo, para los demás elementos se toma el mayor (m)
- σ_a : tensión de diseño. $\sigma_a = 0.5 \cdot \text{tensión de rotura del material (N/mm}^2\text{)}$
- SM_k = incremento exigido sólo para varengas y cuadernas en la zona de la orza

$$SM_k = \frac{N \cdot W_k \cdot y_k}{n \cdot \sigma_a}$$

Donde:

- N: toma distintos valores según la posición del elemento con respecto a crujía
- W_k : peso de la orza lastrada (N)
- y_k : distancia en vertical desde el centro de la altura de la varenga al centro de gravedad de la orza (m)
- n: número de varengas en la zona de la orza

- MÍNIMA INERCIA DE LA SECCIÓN: $I \geq \frac{C_l \cdot h \cdot s \cdot l^3}{1000 \cdot E} + I_k \text{ (cm}^4\text{)}$

Donde:

- C_l : varía con el tipo de elemento

- E: módulo del material, calculado como la media entre el módulo a tracción y a compresión (N/mm^2)
- I_k : incremento exigido sólo en la zona de la orza, calculado con la misma proporción que SM_k sobre SM cuando $N=0.5$ en SM_k : $I_k = I \cdot \frac{SM_k}{SM}$

El módulo y la inercia de la sección con su plancha asociada se calculan de la siguiente manera:

$$I = I_{\text{plancha}} + I_{\text{refuerzo}} = I_{\text{plancha}} + (I_{\text{corona}} + I_{\text{vertical}} + I_{\text{solape}})$$

$$I_{\text{plancha}} = \frac{1}{12} \cdot A_1 \cdot t^2 + A_1 \cdot \left(d - \frac{t}{2}\right)^2 \quad I_{\text{solape}} = \frac{1}{12} \cdot A_2 \cdot t_1^2 + A_2 \cdot (d - d_2)^2$$

$$I_{\text{vertical}} = \frac{1}{12} \cdot A_3 \cdot t_1^2 + A_3 \cdot (d - d_3)^2 \quad I_{\text{corona}} = \frac{1}{12} \cdot A_4 \cdot t_2^2 + A_4 \cdot (d - d_4)^2$$

$$SM = \frac{I}{d}$$

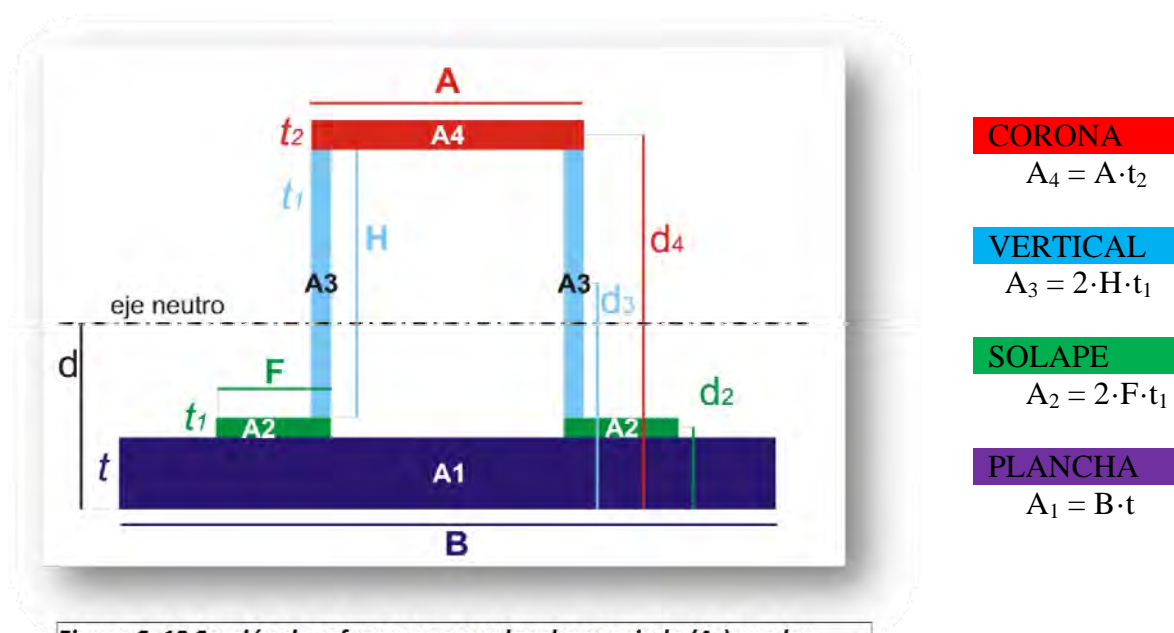


Figura 6. 13 Sección de refuerzo con su plancha asociada (A_1) con las dimensiones de cada elemento

Condiciones:

- $B = 18 \cdot t + A$
- $0.2 \cdot H < F < 6 \cdot t$
- $A < 18 \cdot K \cdot t_2$
- $H < 30 \cdot K \cdot t_1$

siendo

$$K = \sqrt{\frac{11.9 \cdot E_c}{703 \cdot C}}$$

con E_c : módulo a compresión
C: resistencia a compresión
ambas en Kgf/mm^2

4.2 Procedimiento

Para realizar el escantillonado de los refuerzos hay que calcular por un lado los mínimos que exige ABS, aplicando las expresiones anteriores, y por el otro, calcular los valores reales que se obtienen de la configuración geométrica del elemento con su plancha asociada, como puede verse en la figura anterior.

Se trata de un proceso iterativo en el que, para cada elemento, se van probando distintas combinaciones de los parámetros geométricos (dentro del rango que permite la norma) hasta alcanzar los valores mínimos requeridos. De todos los parámetros, el espesor de la plancha asociada, t , está fijado por la plancha en la que se encuentra el refuerzo, y los otros espesores, t_1 y t_2 , tendrán que ser múltiplos del espesor de una capa de material. Ya que existen varias combinaciones que den un resultado satisfactorio, se escogerá la que presente menor área de refuerzo, es decir, sin contar A_1 , para así obtener el refuerzo con menor peso.

4.3 Escantillonado de los refuerzos del casco

Los refuerzos del casco quedaron determinados en el epígrafe 3.2 de este Cuaderno, y son los que se muestran a continuación:

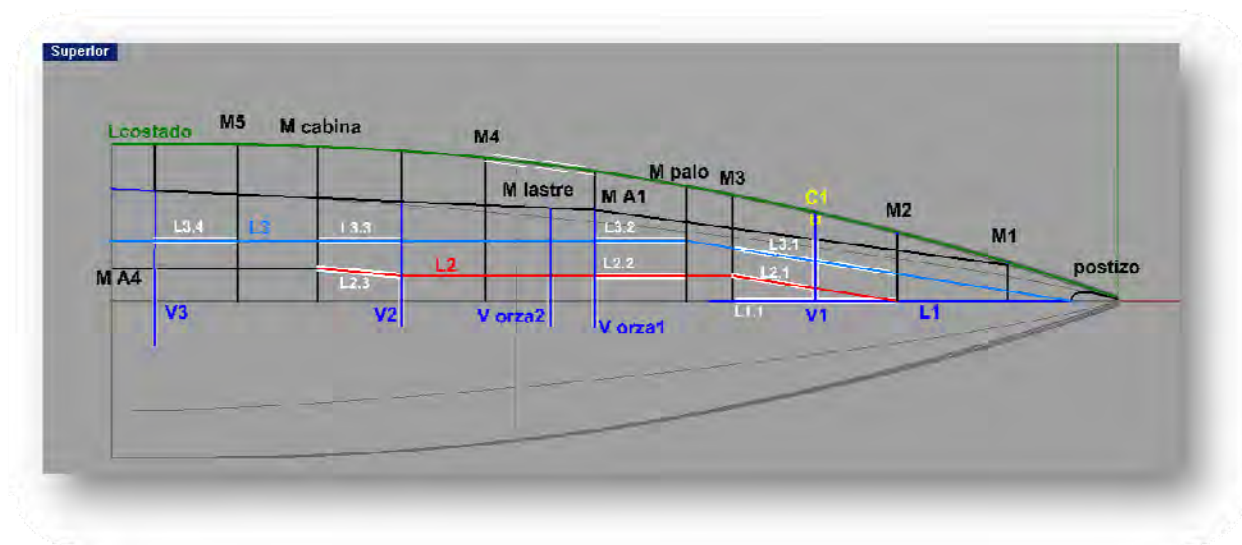


Figura 6. 14 Disposición final de los refuerzos del casco.

En negro se muestran los mamparos estructurales, ya calculados en el epígrafe anterior. En azul oscuro se ven los refuerzos transversales (varengas V1, V2, V3, varengas de la orza 1 y 2) y también el longitudinal de proa en crujía, L1. En rojo, el longitudinal L2; en azul el L3; en verde el longitudinal de costado y en amarillo la cuaderna correspondiente a la varenga V1. Se han resaltado en blanco los elementos de cada refuerzo que se calcularán con la norma de ABS. En la tabla siguiente se presentan los distintos elementos analizados, los mínimos módulos e inercias requeridos y los obtenidos con las dimensiones óptimas calculadas de cada elemento:

Tabla 6. 14 Cálculo de la sección de los refuerzos del casco. Módulos e inercias exigidos por ABS, y los obtenidos para cada sección. Dimensiones finales de cada refuerzo

REFUERZOS CASCO														
	DIM ELEMENTO (m)		DIMENSIONES DE LA SECCIÓN (mm)							requerido		obtenido		área sección (mm ²)
VARENGAS	l (m)	s (m)	A	B	F	H	t	t1	t2	SM (cm ³)	I (cm ⁴)	SM (cm ³)	I (cm ⁴)	
Vorza 1	0,911	1,22781	70	475,522	12	56	22,529	1,124	2,529	159,6558	49,39296	160,0003	205,9272	482,758
Vorza 2	0,911	1	70	475,522	12	56	22,529	1,124	2,529	158,4139	48,65571	160,0003	205,9272	482,758
V 1	1,117	1,5	17	368,522	5	20	19,529	0,562	0,562	34,03079	13,23499	43,2943	42,75696	65,754
V2	1,349	1,525	17	368,522	5	20	19,529	0,562	0,562	34,67011	16,25524	43,2943	42,75696	65,754
V 3	1,41	1,144	17	368,522	5	20	19,529	0,562	0,562	21,78598	10,67634	43,2943	42,75696	65,754
LONGITUDINALES														
L1	3	0,49135	76	427,522	12	60	19,529	1,405	2,529	159,7503	162,7852	160,7154	195,9279	596,844
L2.1	3,033	0,504	76	427,522	12	60	19,529	1,405	2,529	160,0931	165,2533	160,7154	195,9279	596,844
L2.2	1,65	0,911	67	418,522	14	64	19,529	1,686	2,248	86,4621	156,8944	160,7154	195,9279	596,844
L2.3	1,5307	1,18	17	368,522	5	20	19,529	0,562	0,562	9,170703	4,877231	43,2943	42,75696	65,754
L3.1	3,036	0,49135	76	427,522	12	60	19,529	1,405	2,529	159,9278	165,0897	160,7154	195,9279	596,844
L3.2	1,65	0,71238	67	418,522	14	64	19,529	1,686	2,248	156,3826	85,91205	160,7154	195,9279	596,844
L3.3	1,525	0,908	17	368,522	5	20	19,529	0,562	0,562	7,173831	3,801032	43,2943	42,75696	65,754
COSTADOS														
L1	3,07	0,53863	17	368,522	5	20	19,529	0,562	0,562	28,31683	30,20395	43,2943	42,75696	65,754
C1	1,652	1,5	17	368,522	5	20	19,529	0,562	0,562	32,96136	18,91889	43,2943	42,75696	65,754

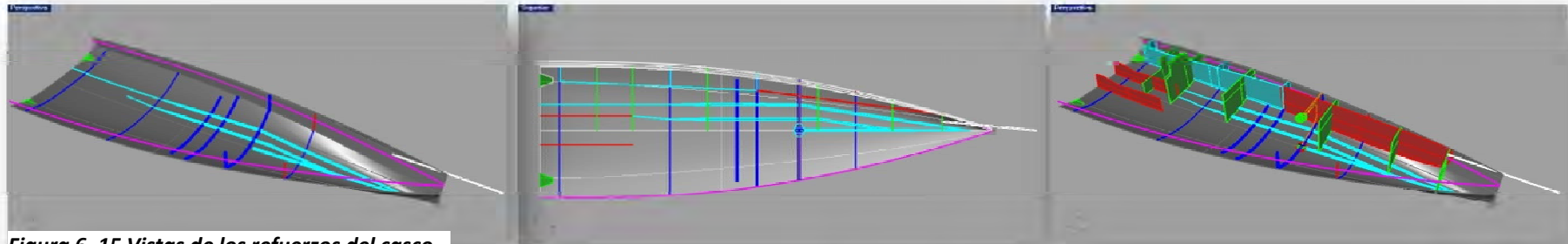


Figura 6. 15 Vistas de los refuerzos del casco

4.4 Escantillonado de los refuerzos de cubierta

En el caso de los refuerzos de la cubierta se procede de igual manera que con los del casco. Se presentan, en primer lugar, los refuerzos definitivos que formarán parte de la estructura, que son cinco longitudinales (en azul en la figura siguiente) y tres baos (rojo). Se resaltan en blanco los elementos de cada refuerzo que se analizan para su dimensionamiento:

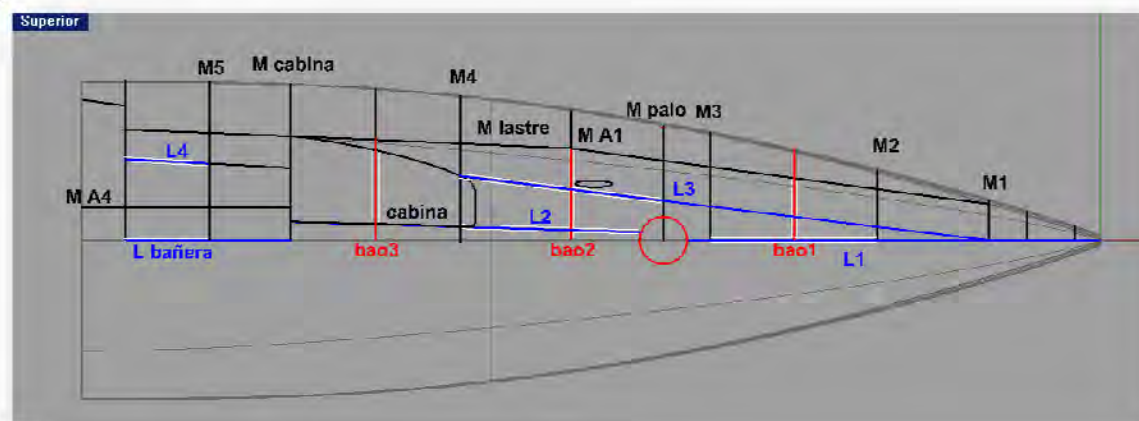


Figura 6.16 Disposición final de los refuerzos de la cubierta

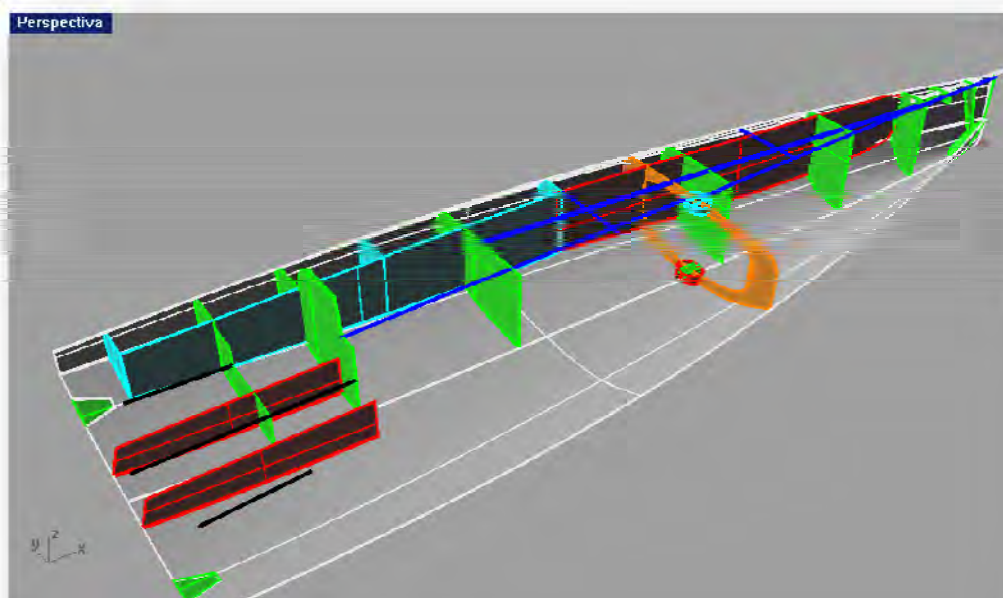


Figura 6.17 Vista en perspectiva de los refuerzos de la cubierta y la bañera

En la tabla siguiente se presentan los distintos elementos analizados, los mínimos módulos e inercias requeridos y los obtenidos con las dimensiones óptimas calculadas de cada elemento.

Tabla 6. 15 Cálculo de la sección de los refuerzos de la cubierta. Módulos e inercias exigidos por ABS, y los obtenidos para cada sección. Dimensiones finales de cada refuerzo

REFUERZOS CUBIERTA														
LONGITUDINALES	DIM ELEMENTO (m)		DIMENSIONES DE LA SECCIÓN (mm)							requerido		obtenido		área sección (mm ²)
	l (m)	s (m)	A	B	F	H	t	t1	t2	SM (cm ³)	I (cm ⁴)	SM (cm ³)	I (cm ⁴)	
L1	3	0,608	17	327,464	5	20	17,248	0,562	0,562	15,58473	8,923538	30,74146	26,9239	65,754
L2	3,677	0,913	47	357,464	6	28	17,248	0,562	1,967	18,88911	45,24672	48,89708	45,52264	168,881
L3	3,249	0,913	17	327,464	5	20	17,248	0,562	0,562	14,74768	31,21443	30,74146	26,9239	65,754
Lbañera	1,509	0,593	17	327,464	5	20	17,248	0,562	0,562	3,120691	3,067764	30,74146	26,9239	65,754
BAOS														
B1	1,117	1,5	17	327,464	5	20	17,248	0,562	0,562	3,198406	4,137578	30,74146	26,9239	65,754
B2	1,648	2	17	327,464	5	20	17,248	0,562	0,562	15,58473	8,923538	30,74146	26,9239	65,754
B3	1,506	1,525	17	327,464	5	20	17,248	0,562	0,562	3,494133	6,0943	30,74146	26,9239	65,754

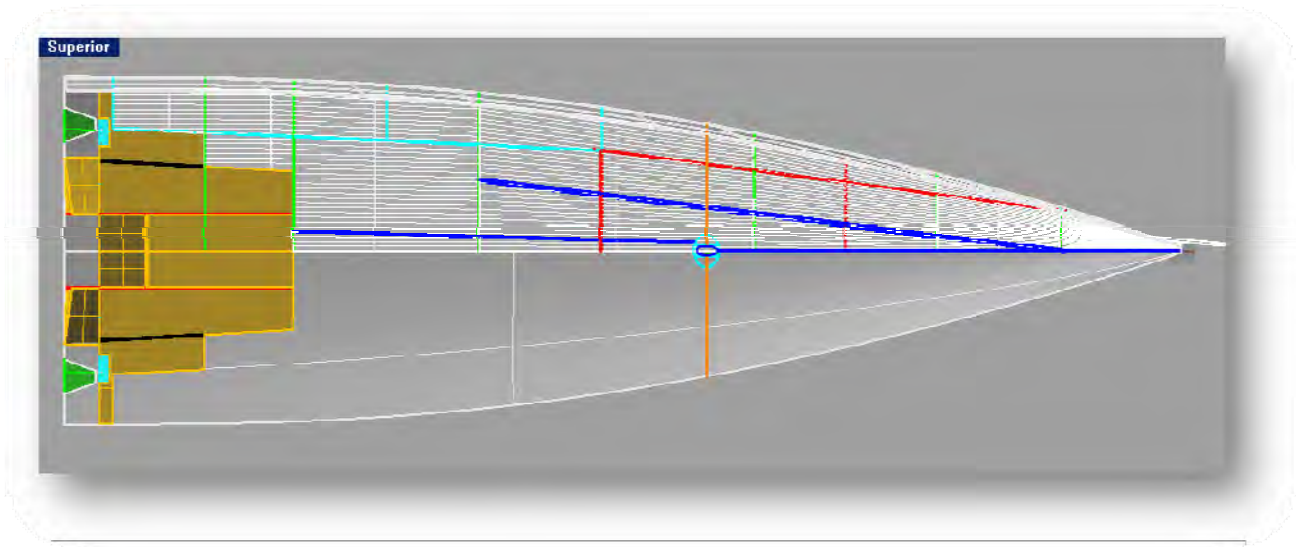


Figura 6. 18 Vista en alzado de los refuerzos de la bañera y la cubierta

4.5 Eje del timón

4.5.1 Dimensionamiento del eje de los timones

La normativa de ABS cuenta con un apartado en el que se especifica el escantillado mínimo del eje del timón. El eje puede ser hueco o macizo, en este caso se opta por un eje hueco para ahorrar peso.

Los datos de entrada para el dimensionamiento del eje son diversas características geométricas de la pala que pueden verse en la siguiente figura, en centímetros:

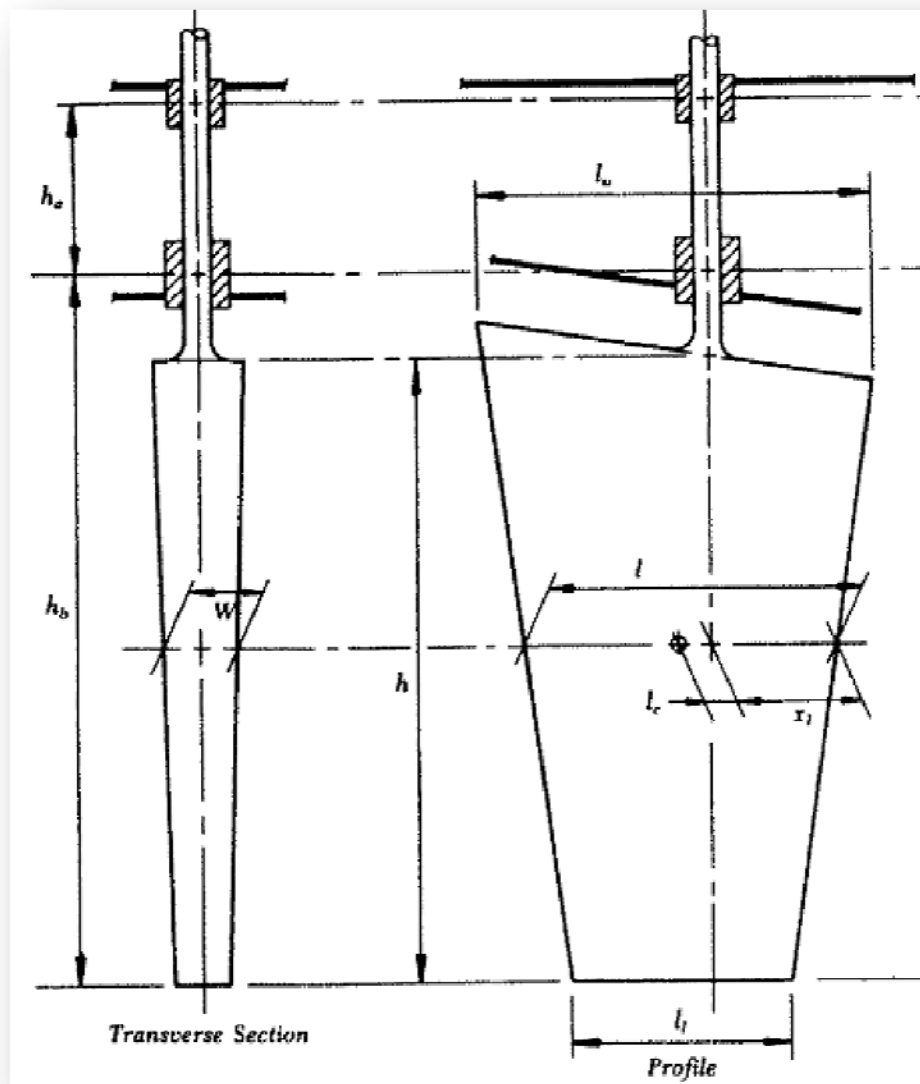


Figura 6. 19 Dimensiones de la pala del timón para el cálculo del eje con ABS

El diámetro del eje depende del momento torsor y del momento flector, que a su vez dependen de la fuerza ejercida sobre la pala del timón:

- Fuerza sobre la pala: $P = k \cdot C \cdot L_{wl} \cdot A \cdot N$ (N) siendo:
 - $K = 984$ (unidades del SI)
 - $C =$ coeficiente de sustentación, en este caso $C = 1.5$
 - $L_{wl} =$ la eslora de flotación del barco
 - $A =$ el área proyectada de la pala, en m^2
 - $N = 1$
- Momento flector: $M = P \cdot |h_b - h + h_c|$ (N·cm)
- Momento torsor: $T = P \cdot l_c$ (N·cm)

Los diámetros exterior, d_e , e interior, d_i , han de cumplir la siguiente relación:

$$d = \sqrt[3]{\frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e}} \text{ (cm)}$$

Y d se calcula de la siguiente manera:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma} \cdot (0.5 \cdot M + 0.5 \cdot \sqrt{M^2 + 4 \cdot T^2})}$$

Donde σ es $U/2.33$, siendo U el mínimo límite de rotura del material (hay que introducirlo en las expresiones en N/cm^2). Como material de la mecha de los timones se ha elegido un tubo hueco de carbono, con fibras a 0° y $\pm 45^\circ$, para poder resistir la flexión y la torsión. Se considera el límite de rotura del tubo como un tercio del límite a compresión total, haciendo la suposición conservadora de que sólo una de las tres fibras trabaja en cada momento. Por lo que:

$$\sigma = U/2.33 = (1300/3) / 2.33 = 186 \text{ MPa}$$

Las dimensiones de la pala y los cálculos con ellas obtenidos son:

Tabla 6. 16 Dimensiones de la pala del timón y cálculo de los diámetros del eje

h (cm)	182,3	P (N)	35555,395
h_c (cm)	80,7	M (N·cm)	3640872,457
h_b (cm)	204	T (N·cm)	440886,899
l (cm)	40,6	d (cm)	5,336
l_i (cm)	18,1	d_e (cm)	6,5
l_u (cm)	45	d_i (cm)	4,657
l_c (cm)	12,4		
x₁ (cm)	8,5		
A (m²)	1,3446511		
W (cm)	5		

Se pueden escoger varias combinaciones distintas de diámetro exterior e interior que cumplan la relación d . Cuanto mayor sea d_e , mayor será también d_i y, por tanto, el área de la sección será menor, y con ella el peso del eje. El límite superior de d_e se encuentra en el espesor de la sección del timón, que es de 72mm. Teniendo en cuenta que el eje

penetra en el timón hasta su centroide, se escoge un diámetro exterior de 6.5cm, obteniendo consecuentemente un d_i de 4.657cm.

4.5.2 Mecanismo de elevación de los timones

Las reglas de Clase permiten los timones elevables. Éstos presentan diversas ventajas, como la reducción de la superficie mojada al navegar con un solo timón, y la posibilidad de realizar alguna reparación sobre la marcha en caso de avería; aunque como contrapartida se obtiene un menor rendimiento hidrodinámico debido a su posición justo en el espejo de popa, y un mayor peso debido al mecanismo con el que se elevan, que ha de tener la suficiente robustez para sustentar el timón cuando está trabajando.

El mecanismo de elevación de los timones de este proyecto está inspirado en el diseño del *Vibrac- Paprec3* y se muestra en las siguientes figuras. Los dos tubos (A) y la plataforma (B) proporcionan los dos puntos de apoyo que necesita el eje. Dicha

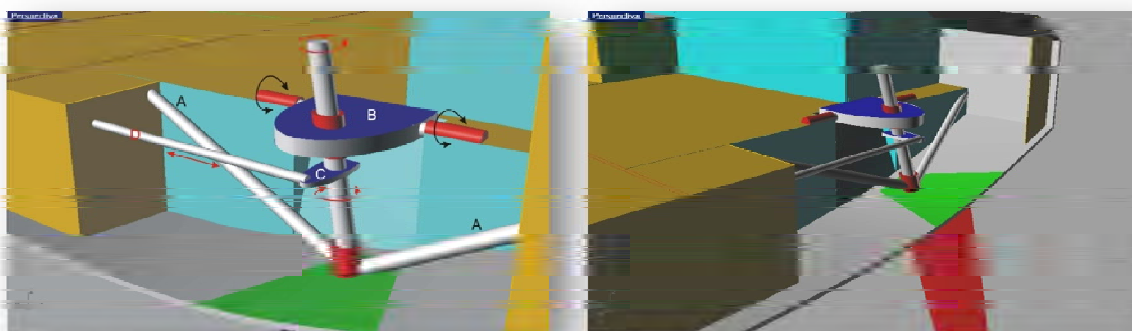


Figura 6. 20 Mecanismo del timón, posición en navegación

plataforma está instalada sobre un eje giratorio, empotrado en la bañera, que es el eje alrededor del cual gira todo el conjunto para sacar el timón del agua. Los tubos pivotan sobre su punto de apoyo en la bañera. El movimiento del timón se consigue a través del dispositivo (C), que es el que lo hace girar alrededor de su eje. La barra (D) también pivota sobre su empotramiento en la bañera, para poder elevarse con todo el conjunto.

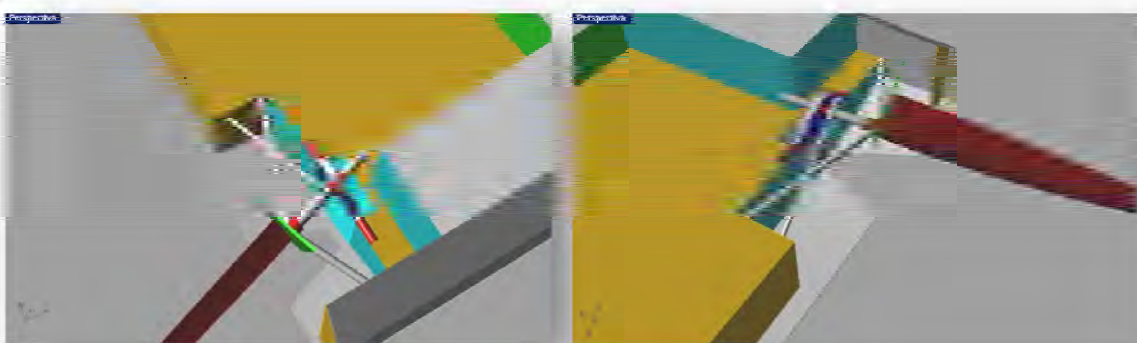


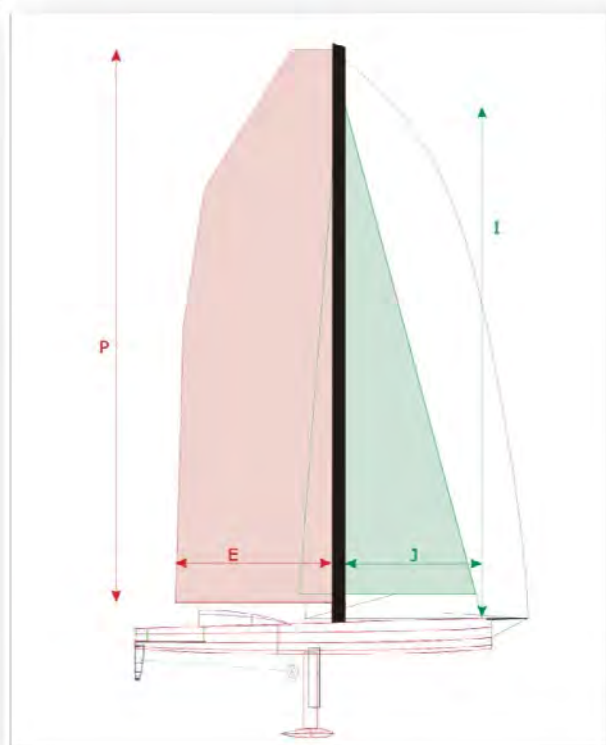
Figura 6. 21 Vistas del timón en su posición fuera del agua

5 DIMENSIONAMIENTO DE JARCIA FIJA Y ARBOLADURA

5.1 Introducción

La arboladura de un velero es el conjunto de palos y perchas empleados para suspender las velas, que se mantienen en su sitio mediante la jarcia fija. Los barcos de Clase IMOCA Open-60 cuentan con un solo palo y un bauprés fijo instalado en proa, sobresaliendo de la misma. La jarcia fija la constituyen los obenques, que sujetan el palo en sentido transversal, y los estayes y burdas (o backstay) que lo sujetan en sentido longitudinal.

Las dimensiones del palo quedaron fijadas en el Cuaderno 5, y se resumen a continuación. Se trata de un aparejo fraccionado, es decir, el arraigo del Génova no está en el tope del palo, sino más abajo.



Dimensiones del aparejo:

Altura total del palo sobre la cubierta: 29m

Altura de la botavara sobre la cubierta: 1m

$P = 28m$

$E = 8m$

$I = 26.1m$

$J = 7m$

Figura 6. 22 Dimensiones principales del palo

En los últimos años se han ido desarrollando distintos tipos de aparejos para veleros oceánicos:

Palo fijo con dos, tres o cuatro pisos de crucetas (1). Es, para algunos, la opción más fiable, aunque el perfil del tubo del palo ofrece un menor rendimiento aerodinámico, desventaja que se nota más entre el descuartelar y el través (viento con un ángulo de incidencia entre 60 y 90°). A su favor está su superior rendimiento en ceñida (45° de incidencia del viento)

El palo giratorio de perfil de ala con outriggers (2). El palo de perfil de ala giratorio ofrece ventajas aerodinámicas en los ángulos más abiertos que en los de

ceñida. Este aparejo se distingue fácilmente por sus espectaculares outriggers, dos perchas que sobresalen lateralmente (parecen “cuernos” o “antenas”) y separan los obenques para lograr sostener mejor el enorme palo. Este sistema reduce las necesidades de jarcia firme lo que favorece la ligereza del aparejo y la disminución de las clásicas averías por fatiga. Los outriggers de estos palos permiten también abrir el ángulo para cazar las velas de proa más allá de la manga, por lo que se aumenta el rendimiento de estas velas entre los 60 y los 100° de incidencia del viento. Estos palos tienen que construirse al límite de la ligereza, ya que su mayor masa así lo impone, lo que, para algunos, es un riesgo.

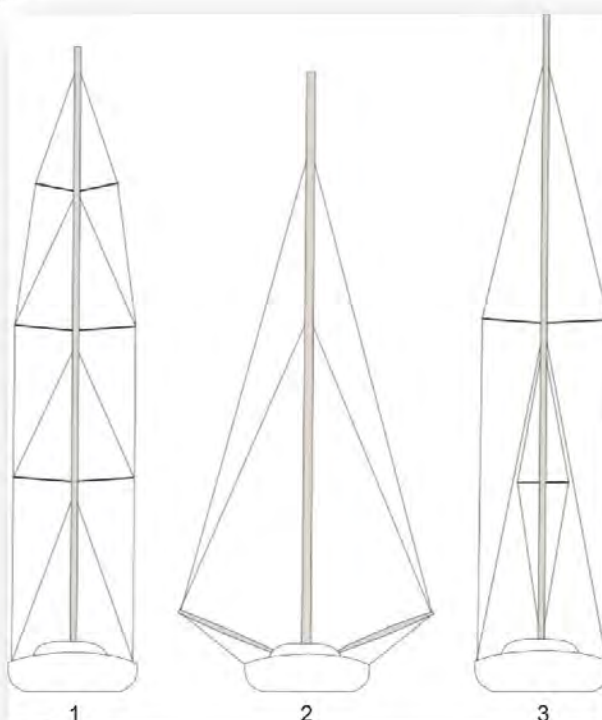


Figura 6. 23 Tipos de aparejo para veleros oceánicos

Palos giratorios de perfil de ala más estrecho, con un piso de crucetas articuladas y un diamante (3). Son, de media, unos 25 kilos más pesados que los clásicos de tres pisos de crucetas, pero tienen la ventaja de un centro de gravedad del aparejo más bajo. También han demostrado tener una adecuada relación riesgo / rendimiento, ya que mejoran la aerodinámica respecto a los tradicionales y no obligan a la máxima ligereza en su diseño y construcción como los de perfil de ala con outriggers.

En los últimos años, los tres tipos de aparejo son frecuentes entre la flota de IMOCA Open 60 sin que ninguno de ellos se haya impuesto con claridad. Por fiabilidad, para este proyecto se escoge un aparejo clásico.

Con respecto al número de crucetas, un número alto, 4 ó 5, permite aligerar la sección del palo, consiguiendo obtener una mayor eficiencia aerodinámica de la vela mayor, pero resulta un palo más difícil de trimar, más caro, y con un centro de gravedad más elevado. Se elige la opción intermedia de 3 pisos de crucetas.

Para el dimensionamiento del palo y de la jarcia fija se sigue la normativa del NBS, Nordic Boat Standard, publicada por Det norske Veritas (DnV), que aunque es un poco anticuada (1990), es la única guía disponible para el escantillonado del aparejo (la nueva norma ISO también recogerá este apartado). Siguiendo la normativa del NBS, en primer lugar se dimensiona la jarcia fija, es decir, obenques, estayes y burdas, para posteriormente pasar a calcular las secciones del palo, la botavara y las crucetas.

5.2 Dimensionamiento de la jarcia fija transversal

El dimensionamiento de la jarcia depende, lógicamente, de las fuerzas que el viento ejerce sobre las velas, y la forma que tiene el NBS de cuantificar dichas fuerzas es a través del momento adrizante del casco (dado que para cualquier ángulo de escora, momento adrizante y momento escorante son iguales). Se considera el momento adrizante a 30° de escora, que supone una intensidad de viento considerable mientras que las velas todavía ofrecen bastante resistencia al viento (escoras mayores implicarían que las velas no están recibiendo todo el viento posible y no ejercerían tanta presión sobre la arboladura). Este momento adrizante se calcula en condición de regata en la peor situación posible, es decir, con los tanques de lastre de un costado llenos y la orza abatida su ángulo máximo (recuérdese que eran 37°) a la misma banda. El momento adrizante de este barco en dichas condiciones es:

$$RM = 425604.14 \text{ Nm}$$

Con el momento anterior se pueden calcular las fuerzas de las velas sobre la jarcia, en concreto, sobre cada cruceta, para luego descomponer esas fuerzas sobre cada uno de los obenques, verticales y diagonales. Se dimensiona cada elemento de modo que tengan una carga de rotura mayor que la carga calculada por la norma.

La fuerza del génova se considera aplicada únicamente en el puño de driza, a una distancia a_1 sobre la flotación. La de la mayor se considera aplicada en su centro de esfuerzos (supuesto a $1/3$ de P sobre la botavara), a una altura a_2 sobre la flotación. El valor de ambas fuerzas es:

- Fuerza del génova: $T_1 = \frac{RM}{a_1}$
- Fuerza de la mayor: $T_2 = \frac{RM}{a_2}$ donde:
- $T_2 = T_{head} + T_{boom} = 0.40 \cdot T_2 + 0.33 \cdot T_2$

T_{head} es la componente de T_2 aplicada en el puño de driza, y T_{boom} la componente aplicada en la botavara. Aplicadas ambas fuerzas sobre las crucetas se obtienen T_{hu} , aplicada en la cruceta por encima del puño de driza, T_{hl} , en la cruceta por debajo de dicho puño, y T_{bu} , aplicada en la primera cruceta:

$$T_{hu} = T_{head} \cdot \frac{d_1}{d_1 + d_2}; \quad T_{hl} = T_{head} \cdot \frac{d_2}{d_1 + d_2}; \quad T_{bu} = T_{head} \cdot \frac{BD}{l_1}$$

La distribución de la jarcia es la siguiente:

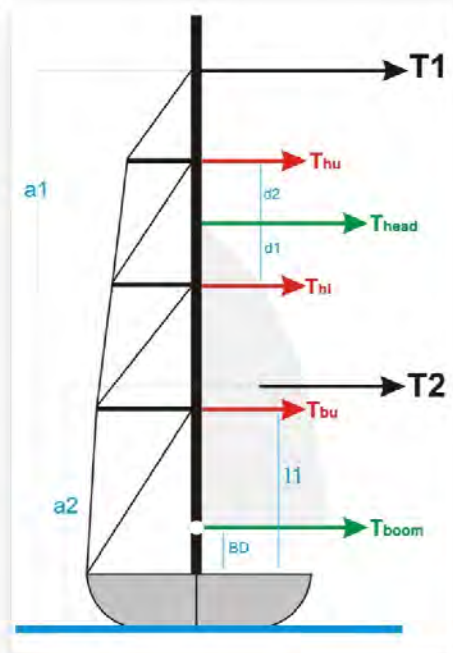


Figura 6. 24 Distribución de la fuerza de las velas sobre las crucetas

- Se disponen tres crucetas, de envergadura S_i (S_0 es la manga del barco a la altura del palo, 2.068m) separadas una distancia L_i entre ellas.
- El punto de arraigo de la última diagonal, D4, coincide con el arraigo del estay, a una altura de 26.1m sobre cubierta.
- Las fuerzas sobre las crucetas, F_i , dependen de T_1 y T_2 , y toman distintos valores según el caso de estudio. Se analizarán cuatro casos diferentes:
 - génova sola
 - mayor sola, rizada con el puño de driza en L4
 - mayor sola, rizada con el puño de driza en L3
 - y mayor sola, rizada con el puño de driza en L2

Las fuerzas a las que está sometido cada elemento son, en función de F_i :

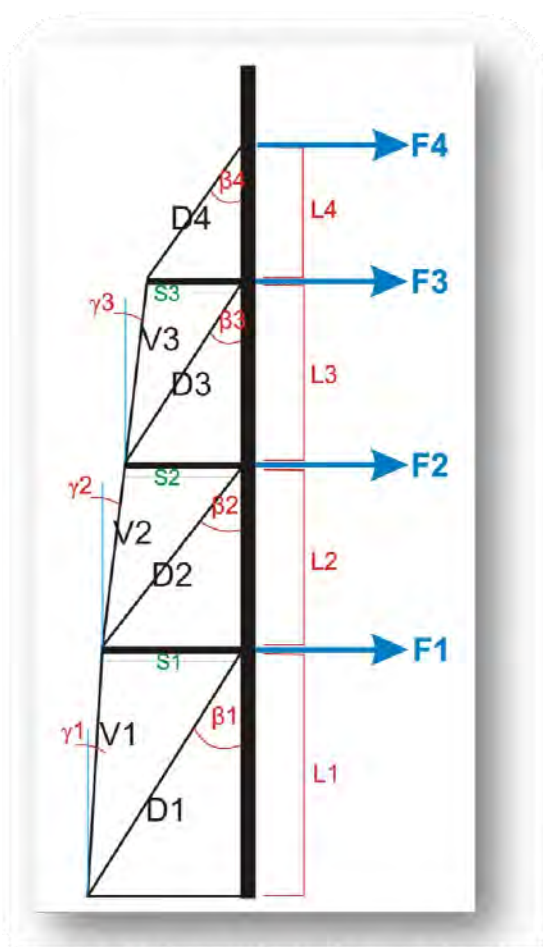


Figura 6. 25 Disposición de obenques, crucetas y fuerzas sobre éstas

$$D4 = \frac{F4}{\text{sen}(\beta_4)}$$

$$V3 = \frac{F4}{\cos(\gamma_3) \cdot \text{tg}(\beta_4)}$$

$$C3 = F4 - V3 \cdot \text{sen}(\gamma_3)$$

$$D3 = \frac{F3 + C3}{\text{sen}(\beta_3)}$$

$$V2 = \frac{F3 + C3}{\cos(\gamma_2) \cdot \text{tg}(\beta_3)} + V3 \cdot \frac{\cos(\gamma_3)}{\cos(\gamma_2)}$$

$$C2 = F3 + C3 + V3 \cdot \text{sen}(\gamma_3) - V2 \cdot \text{sen}(\gamma_2)$$

$$D2 = \frac{F2 + C2}{\text{sen}(\beta_2)}$$

$$V1 = \frac{F2 + C2}{\cos(\gamma_1) \cdot \text{tg}(\beta_2)} + V2 \cdot \frac{\cos(\gamma_2)}{\cos(\gamma_1)}$$

$$C1 = F2 + C2 + V2 \cdot \text{sen}(\gamma_2) - V1 \cdot \text{sen}(\gamma_1)$$

$$D1 = \frac{F1 + C1}{\text{sen}(\beta_1)}$$

Donde C_i son las fuerzas transversales, en dirección de las crucetas. Como puede observarse, las fuerzas a que está sometido cada elemento dependen de F_i , fuerzas de las velas en las crucetas, y de los ángulos β_i y γ_i , que dependen únicamente de la geometría: de L_i y S_i . Estos valores quedan a elección del diseñador, quedando fijados, tras probar varias combinaciones, en:

Tabla 6. 17 Dimensiones de las crucetas, distancia entre ellas y ángulos que forman los obenques

separación crucetas (m)		envergadura (m)		ángulo diagonales (grados)		ángulo verticales (grados)	
L1	6,525	Bmax	2,068	b1	17,58522	g1	0,597084
L2	6,525	S1	2	b2	17,041	g2	1,316912
L3	6,525	S2	1,85	b3	15,82935	g3	3,070394
L4	6,525	S3	1,5	b4	12,94651		

Valores de las fuerzas Fi según los casos de estudio:

Tabla 6. 18 Distribución de las fuerzas de las velas en las crucetas para cada caso estudiado

	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO G
	mayor 1 rizo	mayor 2 rizos	mayor 3 rizos	génova sola
F4	T _{hu}	0	0	T ₁
F3	T _{hl}	T _{hu}	0	0
F2	0	T _{hl}	T _{hu}	0
F1	T _{bu}	T _{bu}	T _{hl} + T _{bu}	0

Valores de las distintas componentes de las fuerzas de las velas, según cada caso de estudio:

Tabla 6. 19 Valores de las componentes de las fuerzas de las velas sobre las crucetas en cada caso

	CASO1	CASO2	CASO3	CASO G
a ₁				27,774
T ₁				15323,83
rizo mayor	80%	60%	40%	
P	22,4	16,8	11,2	
a ₂	9,140667	7,274	5,407333	
T ₂	46561,61	58510,33	78708,69	
T _{head}	18624,64	23404,13	31483,48	
d ₁	2,825	3,75	4,675	
d ₂	3,7	2,775	1,85	
T _{hu}	8063,543	13450,65	22557,13	
T _{hl}	10561,1	9953,481	8926,35	
T _{boom}	15365,33	19308,41	25973,87	
T _{bu}	2354,84	2354,84	3980,67	

Y las fuerzas a que están sometidos cada elemento resultan, en Newtons, para cada caso por separado, y para cada caso de vela mayor más génova:

Tabla 6. 20 Fuerza resultante (N) en cada elemento para cada caso de estudio y las tres combinaciones del génova con cada caso de mayor

	CASO1	CASO2	CASO 3	CASO G	C 1+G	C 2+G	C 3+G
D4	35991,32	0	0	68397,36	104388,7	68397,36	68397,36
V3	35126,84	0	0	66754,5	101881,3	66754,5	66754,5
C3	6182,05	0	0	11748,27	17930,32	11748,27	11748,27
D3	61381,22	39240,73	0	43069,75	104451	82310,48	43069,75
V2	94154,82	37762,63	0	108123,7	202278,5	145886,3	108123,7
C2	16460,74	9835,941	0	12838,89	29299,62	22674,83	12838,89
D2	56169,25	60591,71	45534,27	43810,35	99979,6	104402,1	89344,62
V1	147841,1	95689,3	43537,47	149990,2	297831,3	245679,5	193527,6
C1	17084,01	17627,48	12890,39	13760,8	30844,81	31388,28	26651,2
D1	64340,61	66139,44	67938,26	45546,86	109887,5	111686,3	113485,1

Se aplica el coeficiente de seguridad indicado por la normativa para sobreestimar la carga que soporta cada elemento, y se decide instalar jarcia doble en el obenque vertical V1, para una mayor fiabilidad. El aumento de peso por la instalación de dos cables se ve compensado por la disminución del rozamiento del aire, y se gana muchísimo en redundancia, algo fundamental en una circunnavegación. Al tratarse sólo del vertical inferior, el aumento de peso no conlleva un desplazamiento considerable de la posición vertical del centro de gravedad de la jarcia. Las cargas de trabajo de cada elemento se muestran en la tabla siguiente, junto con el cable elegido en cada caso. Los cables son del material PBO, suministrados por la casa SmartRigging®.

Tabla 6. 21 Carga de trabajo calculada para cada elemento en su peor situación y elección del cable elegido, caracterizado por su diámetro y su carga de rotura

	carga de trabajo calculada de cada obenque						propiedades del cable elegido			
	C.S.	CASO 1+G	CASO 2+G	CASO 3+G	máximo (N)	máximo (Toneladas)	carga rotura (T)	diámetro (mm)	tipo cable	C.S. extra
PD4	3	313166	205192,1	205192,1	3,13E+05	31,9231	40	18,5	SR 19	1,253009
PV3	3	305644	200263,5	200263,5	3,06E+05	31,1564	40	18,5	SR 19	1,283847
PD3	3	313352,9	246931,4	129209,2	3,13E+05	31,9422	40	18,5	SR 19	1,252262
PV2	3	606835,6	437659	324371,1	6,07E+05	61,8589	71	22	SR 35	1,147774
PD2	2,3	229953,1	240124,7	205492,6	2,40E+05	24,4775	31	16	SR 15	1,266467
PV1	3,2	953060,1	786174,3	619288,4	9,53E+05	97,1519	102	24	SR 50	1,049902
PV1 d	2,8	833927,6	687902,5	541877,4	8,34E+05	85,0079	102	24	SR 50	1,199888
PD1	2,5	274718,7	279215,7	283712,8	2,84E+05	28,9208	40	18,5	SR 19	1,383089

PV1d es el valor calculado al instalar un doble elemento para el vertical 1. Resulta un cable del mismo diámetro que para el elemento sencillo, pero con un coeficiente de seguridad mayor.

Los obenques se fijan al casco mediante los cadenotes, que consisten en una barra de titanio laminada directamente sobre la bulárcama. Ésta tiene la misma sección que la varenga del mamparo del palo, pero es más ancha y cuenta con dos refuerzos intermedios, para así disponer de cuatro puntos de unión con la barra de titanio. En la *Figura 6.27* se puede observar la bulárcama en azul, los refuerzos intermedios en verde, los puntos de unión del cadenote a la bulárcama en celeste, y el arraigo de los obenques en rojo.

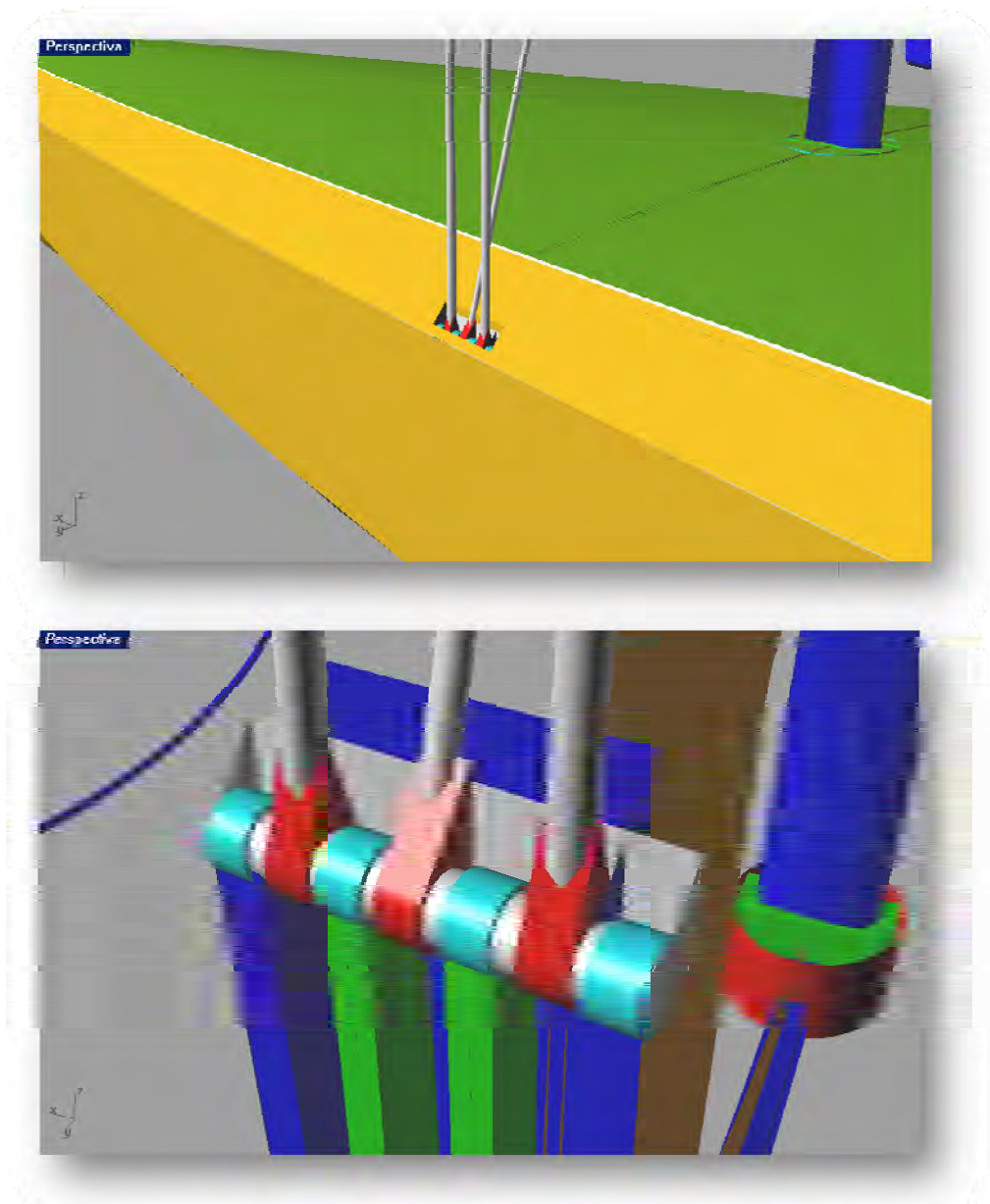


Figura 6. 27 Detalle de los cadenotes y su unión con la bulárcama del mamparo del palo, convenientemente reforzada

5.3 Dimensionamiento de la jarcia fija longitudinal

La jarcia fija longitudinal se compone de los distintos estayes, el backestay y las burdas, dependiendo de la configuración elegida. En este caso se dispondrá, a proa, el estay y un estay de trinqueta, y a popa, debido al gran alunamiento de la mayor no se puede disponer de un backestay, por lo que se instalarán tres juegos de burdas, altas, medias y bajas.

La normativa de NBS establece los siguientes cálculos para las cargas de rotura mínimas de cada elemento, que también se derivan del momento adrizante a 30° de escora. El proceso de selección es el mismo que en el caso de los obenques: con las expresiones de la norma se calcula la mínima carga de rotura que ha de resistir el cable, y con ese valor se escoge el diámetro necesario según los datos del fabricante:

Tabla 6. 22 Cálculo de la carga de trabajo de cada elemento de la jarcia longitudinal y cable

	carga de trabajo calculada de cada elemento			cable elegido		
	expresión matemática	carga mínima de rotura (N)	carga mínima de rotura (T)	carga rotura (T)	diámetro (mm)	tipo cable
estay	$P_e = 15 \cdot \frac{RM}{l + FB_{palo}}$	229857,5	23,43094	25	14	SR12
estay de trinqueta	$P_{et} = 12 \cdot \frac{RM}{l_t + FB_{palo}}$	183886	18,74475	25	14	SR12
burda alta	$P_{ba} = 2.8 \cdot \frac{RM}{l_a \cdot sen(\alpha_a)}$	121478,5	12,38313	18	12	SR 9
burda media	$P_{bm} = 2.8 \cdot \frac{RM}{l_m \cdot sen(\alpha_m)}$	126069,8	12,85115	18	12	SR 9
burda baja	$P_{bb} = 2.8 \cdot \frac{RM}{l_b \cdot sen(\alpha_b)}$	104894,2	10,69258	13	10	SR 6

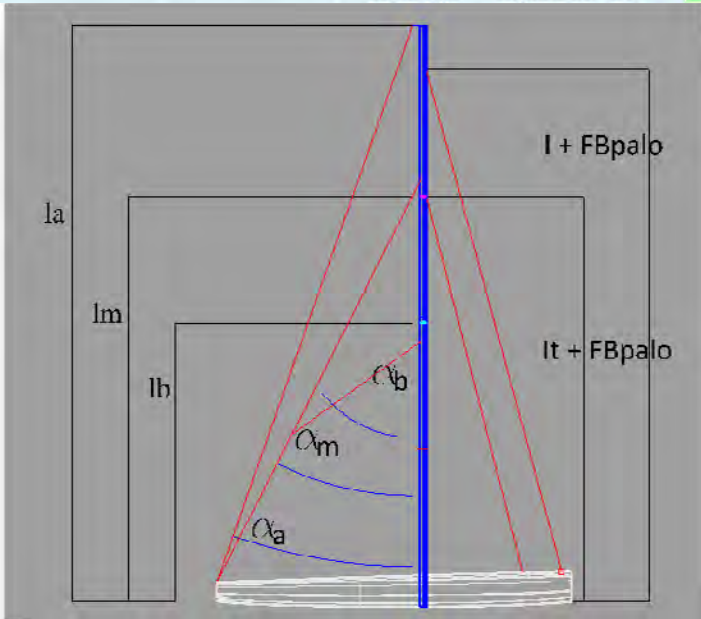


Figura 6. 28 Disposición de los elementos de la jarcia fija longitudinal

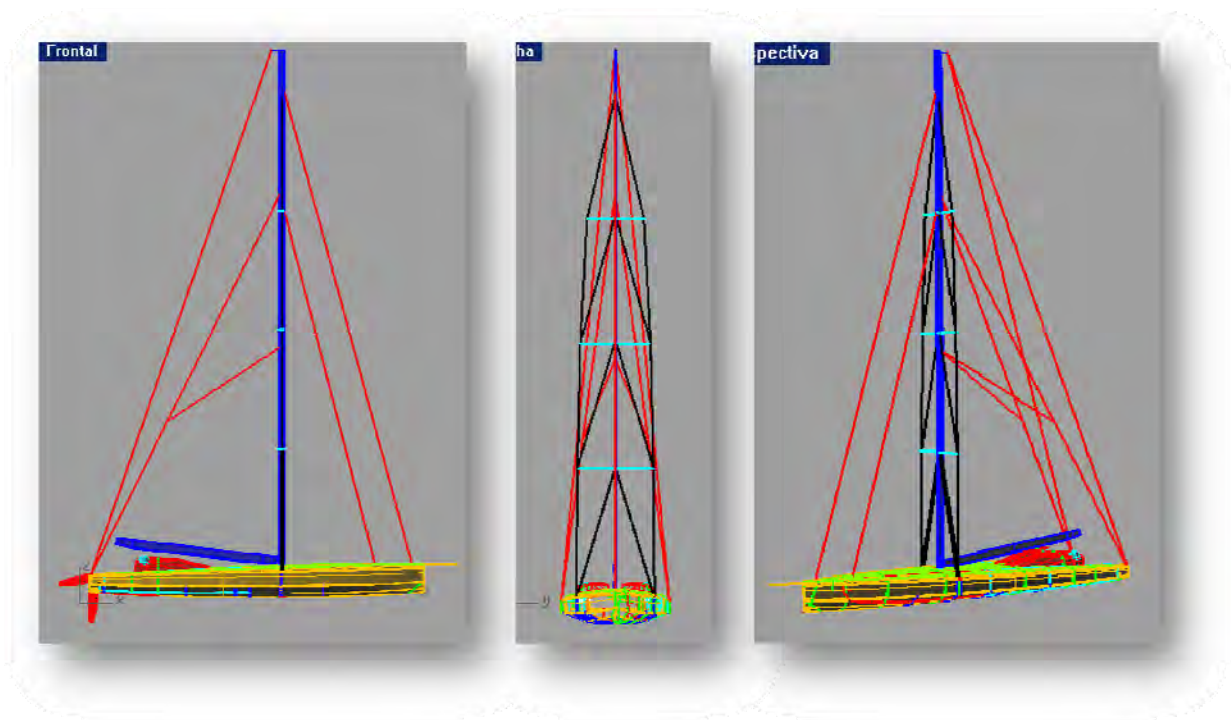


Figura 6. 29 Diferentes vistas de la arboladura del barco

5.4 Dimensionamiento de la sección del palo

La normativa de NBS establece la inercia transversal mínima que ha de tener la sección del palo en cada tramo en que queda dividido por las crucetas y el arraigo del estay. La inercia longitudinal es la misma a lo largo de todo el palo. Ambas expresiones son:

- Inercia transversal: $I_{xx} = k_1 \cdot m \cdot PT \cdot l_i^2 \text{ (mm}^4\text{)}$
 - Inercia longitudinal: $I_{yy} = k_2 \cdot k_3 \cdot m \cdot PT \cdot h^2 \text{ (mm}^4\text{)}$
- Donde:

- l_i : longitud de cada tramo del palo. Los cuatro son 6.525m
- h : altura desde la cubierta hasta el arraigo del estay, 26.1m
- k_1 , k_2 y k_3 son constantes que dependen del tipo de apoyo, en este caso, el palo está apoyado en el casco, no en la cubierta
- $m = 70500/E$, siendo E el módulo de Young del material, en este caso, carbono, $E = 203000 \text{ MPa}$, por lo que $m = 0.34729$
- $PT = 1.5 \cdot \frac{RM}{b}$ Para la inercia transversal, PT ha de corregirse según el tramo de palo del que se trate:
 - Tramo 1: $PT^* = PT$
 - Tramo 2: $PT^* = PT - D1 \cdot \cos(b_1)$
 - Tramo 3: $PT^* = PT - D1 \cdot \cos(b_1) - D2 \cdot \cos(b_2)$
 - Tramo 4: $PT^* = PT - D1 \cdot \cos(b_1) - D2 \cdot \cos(b_2) - D3 \cdot \cos(b_3)$

Realizando las operaciones se obtienen las inercias:

Tabla 6. 23 Inercias transversal y longitudinal exigidas de la sección del palo

		<i>I (cm⁴)</i>
<i>Inercia transversal</i>	<i>tramo1</i>	1186,79
	<i>tramo2</i>	1316,77
	<i>tramo3</i>	1008,40
	<i>tramo4</i>	807,44
<i>inercia longitudinal</i>		9849,49

Con estos datos se dimensiona la sección del palo:

Tabla 6. 24 Inercias transversal y longitudinal de la sección del palo. Dimensiones de la sección

	<i>I trans (cm³)</i>	<i>I long (cm³)</i>
<i>exterior</i>	7027,988	34669,07
<i>interior</i>	5457,53	24652,58
<i>diferencia</i>	1570,458	10016,49
<i>requerido</i>	1316,768	9859,4895

DIMENSIONES:

Longitudinal: 332 mm
 Transversal: 147.5 mm
 Espesores: entre 3.8 mm y 15.2 mm

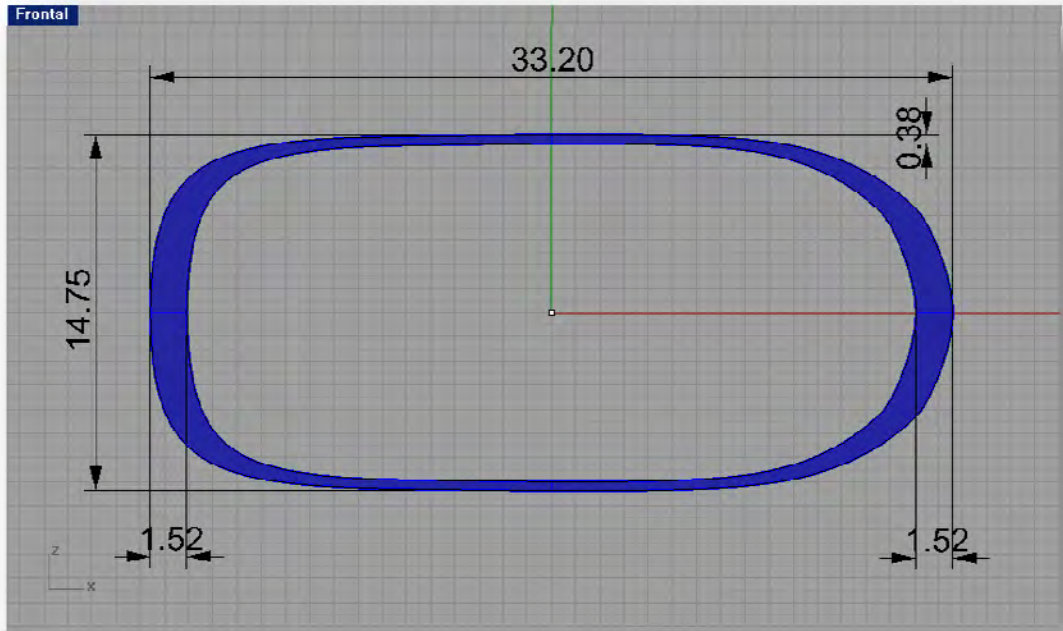


Figura 6. 30 Sección del palo (magnitudes en cm)

5.5 Dimensionamiento de la botavara

La fuerza que la vela mayor ejerce sobre la botavara está contrarrestada por la escota y la trapa, y produce como resultado unas reacciones horizontal y vertical en el pinzote de la botavara que son:

$$F_v = 0.5 \cdot \frac{RM \cdot E}{HA \cdot d_1} = 2.145 \cdot 10^9 \text{ N}$$

$$F_h = 0.5 \cdot \frac{RM \cdot E}{HA \cdot d_2} = 3.103 \cdot 10^9 \text{ N}$$

Donde :

- HA: distancia desde la flotación al centro de esfuerzos de la mayor, HA= 12.657m
- d₁ y d₂: distancias desde el arraigo de la trapa al pinzote, en la botavara (horizontal) y en el palo (vertical), respectivamente. d1=1.591m, d2=1.1m
- E: longitud de la botavara, E = 8m

La normativa de NBS indica el mínimo módulo que ha de tener la sección de la botavara:

- Módulo vertical de la sección: $SM_v = 600 \cdot \frac{RM \cdot (E - d_1)}{\sigma \cdot HA} = 323,26344 \text{ cm}^3$

- Módulo horizontal de la sección: $SM_h = 0.5 \cdot SM_v = 161,63172 \text{ cm}^3$

Donde σ es la tensión

admisible del carbono, 400 MPa.

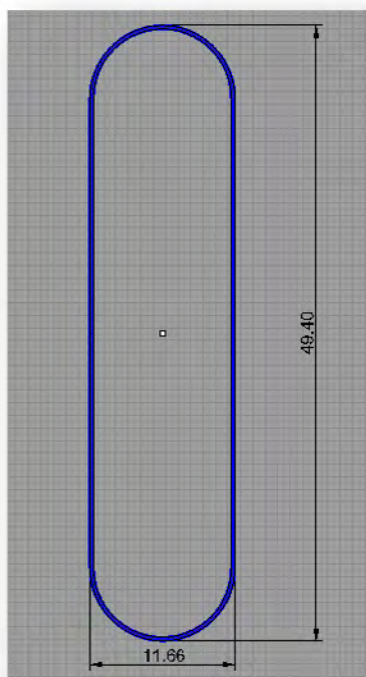


Tabla 6. 25 Cálculo de los módulos de la sección de la botavara

	vertical	horizontal
inercia sección	8039	1222,5
y (cm)	24,7	5,83
módulo (cm ³)	325,4656	209,6913
requerido	323,2634	161,6317

Dimensiones:

Vertical: **494 mm**

Horizontal: **116.6 mm**

Espesor: **3 mm**

Figura 6. 31 Sección de la botavara (dimensiones en cm)

5.6 Dimensionamiento de las crucetas

La normativa de NBS estipula el momento de inercia mínimo de la sección en la mitad de la envergadura de la cruceta, el módulo mínimo en su unión con el palo, y el momento que la unión de la cruceta con el palo ha de ser capaz de soportar, según las siguientes expresiones:

- Inercia punto medio de la envergadura: $I = 0.8 \cdot C_i \cdot \frac{S_i^2}{E \cdot \cos(\delta)}$ (mm⁴)
- Módulo en la unión con el palo: $SM = k \cdot S_i \cdot V_i \cdot \cos(\delta)$ (mm³)
- Momento en la unión: $M = 0.16 \cdot S_i \cdot V_i \cdot \cos(\delta)$ (Nm)

Donde:

- C_i : son las componentes horizontales de las fuerzas sobre las crucetas, calculadas con las expresiones del epígrafe 5.2.
- S_i : son las longitudes de las crucetas
- δ : son los ángulos de retraso de cada cruceta, 0 en este caso.
- E : módulo de Young del carbono, $E=203000$ MPa
- $k=0.16/\sigma = 0.0004$
- $V_i = V1$ para la cruceta inferior, de la Tabla 6.20
= D3 para cruceta intermedia, de la misma tabla
= D4 para la cruceta superior

Con todos estos datos se calculan la inercia y el módulo de la sección de cada cruceta, y el momento del elemento de unión palo-cruceta:

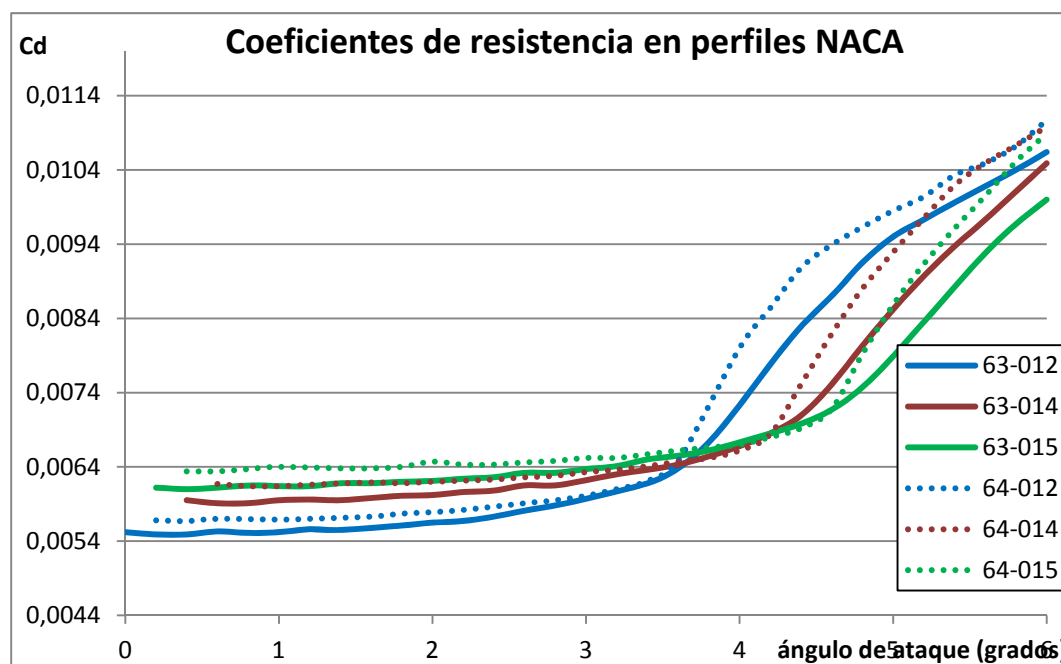
Tabla 6. 26 Inercia, módulo y momento requeridos para cada cruceta

	V_i (N)	C_i (N)	D_i (N)	S_i (m)	b (°)	I (cm ⁴)	SM (cm ³)	M (N·m)
cruceta 1	297831,29	31388,28		2000,00	0,00	49,48	68,08	95306,01
cruceta 2	202278,53	29299,62	104450,97	1850,00	0,00	39,52	22,08	59874,44
cruceta 3	101881,34	17930,32	104388,68	1500,00	0,00	15,90	17,90	24451,52

Para conseguir una buena eficiencia aerodinámica las secciones de las crucetas han de ser perfiles NACA. Al tratarse de aire a bajas velocidades, se asume que el perfil trabajará en régimen laminar, por lo que se seleccionará un perfil de las series 63 o 64. Se realiza un estudio similar al que se llevó a cabo en el Cuaderno 2 para determinar los perfiles de los apéndices:

Con el programa Xfoil se ensayan diferentes perfiles, obteniendo su componente de arrastre en función del ángulo de ataque. Considerando el viento horizontal, el ángulo de ataque será pequeño, ya que será debido al cabeceo del barco. En la *Gráfica 6.2* de la página siguiente se muestran los distintos perfiles estudiados.

Como puede observarse en dicha gráfica, a bajos ángulos de ataque el perfil que ofrece una menor resistencia es el **63-012**, que será el elegido para las crucetas.



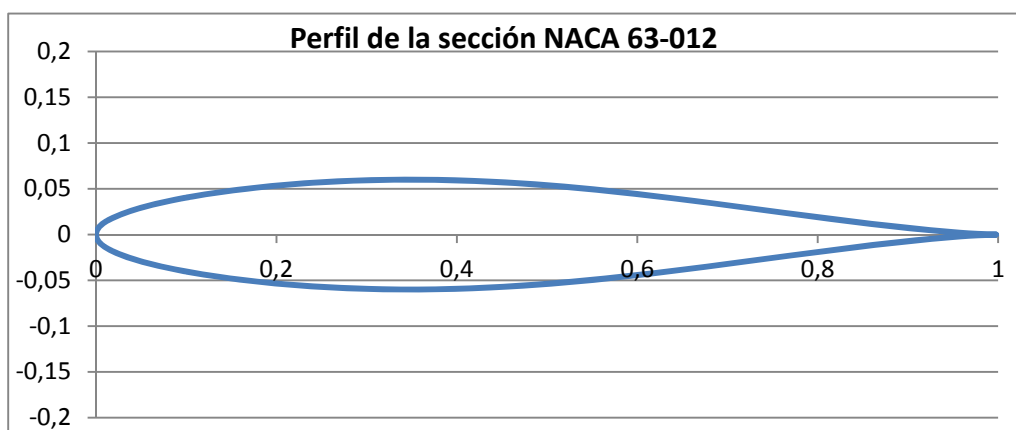
Gráfica 6. 1 Coeficientes de arrastre en función del ángulo de ataque de diferentes perfiles NACA

Teniendo en cuenta el perfil elegido y los requisitos de inercia y módulo de la sección, las dimensiones de las crucetas instaladas resultan:

Tabla 6. 27 Dimensiones de las secciones de las crucetas para superar los mínimos exigidos

	envergadura (m)	sección media			sección palo		
		cuerda sección (cm)	espesor máx (cm)	I media (cm ⁴) envergadura	cuerda sección (cm)	espesor máx (cm)	SM palo (cm ³)
cruceta1	2	29,7	3,61	49,76	40	4,81	65,8
cruceta2	1,85	28,13	3,39	40,73	30	3,61	27,74
cruceta3	1,5	23,15	2,82	18,53	30	3,61	27,74

A continuación se muestra el perfil elegido para las crucetas:



Gráfica 6. 2 Perfil de la sección NACA 63-012

6 PESO DE LA ESTRUCTURA

6.1 Rediseño de casco, cubierta y cabina

A modo de resumen de este Cuaderno se calcula el peso total de toda la estructura del barco. Se rediseñan la cabina y el casco con respecto a las descritas en el Cuaderno 3, con el objetivo de buscar un ahorro de peso.

La cabina se rediseña haciéndola un poco más corta por la proa, para que su extremo coincida con el mamparo resistente y, en lugar de disponer una estructura curva se opta por una forma a base de triángulos planos, reduciendo así el área. La parte móvil de protección al timonel se convierte en estructura fija para ahorrar peso y evitar el mecanismo de movimiento.

Teniendo en cuenta la densidad del sándwich de la cabina (3.9656 Kg/m^2) se consigue una reducción de **10.925 Kg**.

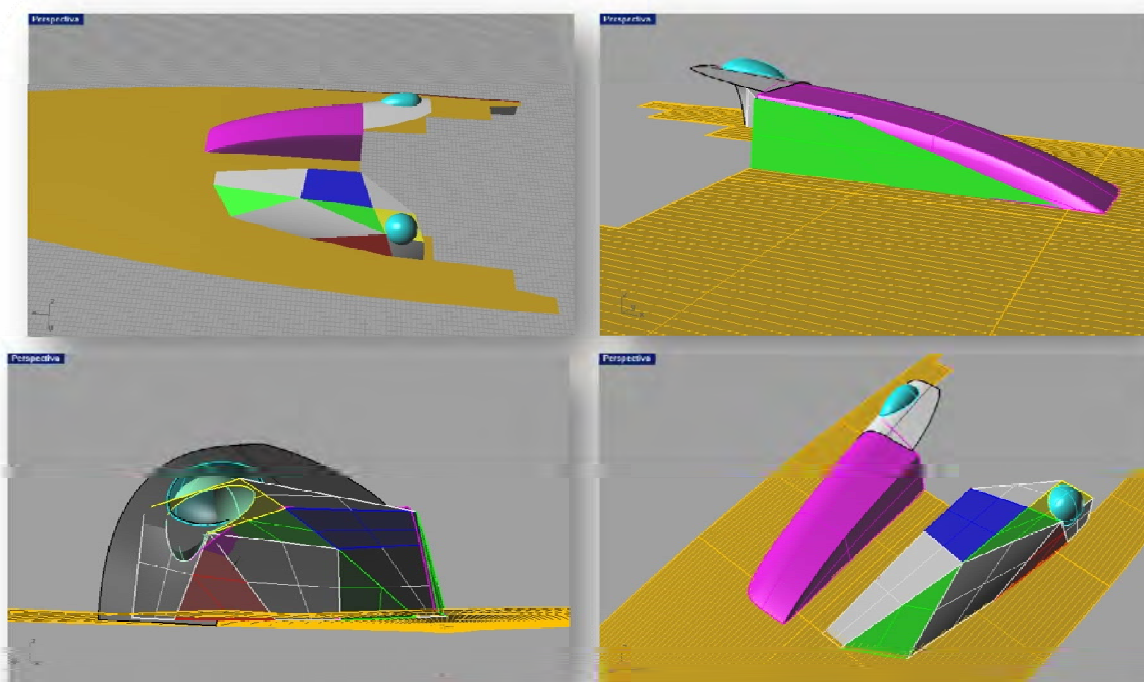


Figura 6. 32 Comparación entre la cabina antigua (magenta) y la nueva

En el caso del casco, se modifica la unión del costado con la cubierta (lógicamente la obra viva se deja invariable). Se observa en muchos de los diseños más recientes un recogimiento de los costados en su parte superior mediante una superficie inclinada hacia crujía, de modo que la cubierta queda más estrecha que la manga del casco. El ahorro en peso con este cambio no es excesivamente significativo, pues aunque disminuye el área de la cubierta, aumenta un poco la de los costados, que tienen mayor densidad superficial (4.6944 Kg/m^2 frente a los 3.9656 Kg/m^2 de la cubierta). El resultado es positivo, aunque el ahorro total conseguido es mínimo: **10.6 Kg**.

Aún así, aunque la cifra anterior es muy pequeña en el cómputo global del desplazamiento del barco, en todo proyecto de alta competición cualquier ganancia en ahorro de peso es siempre bienvenida.

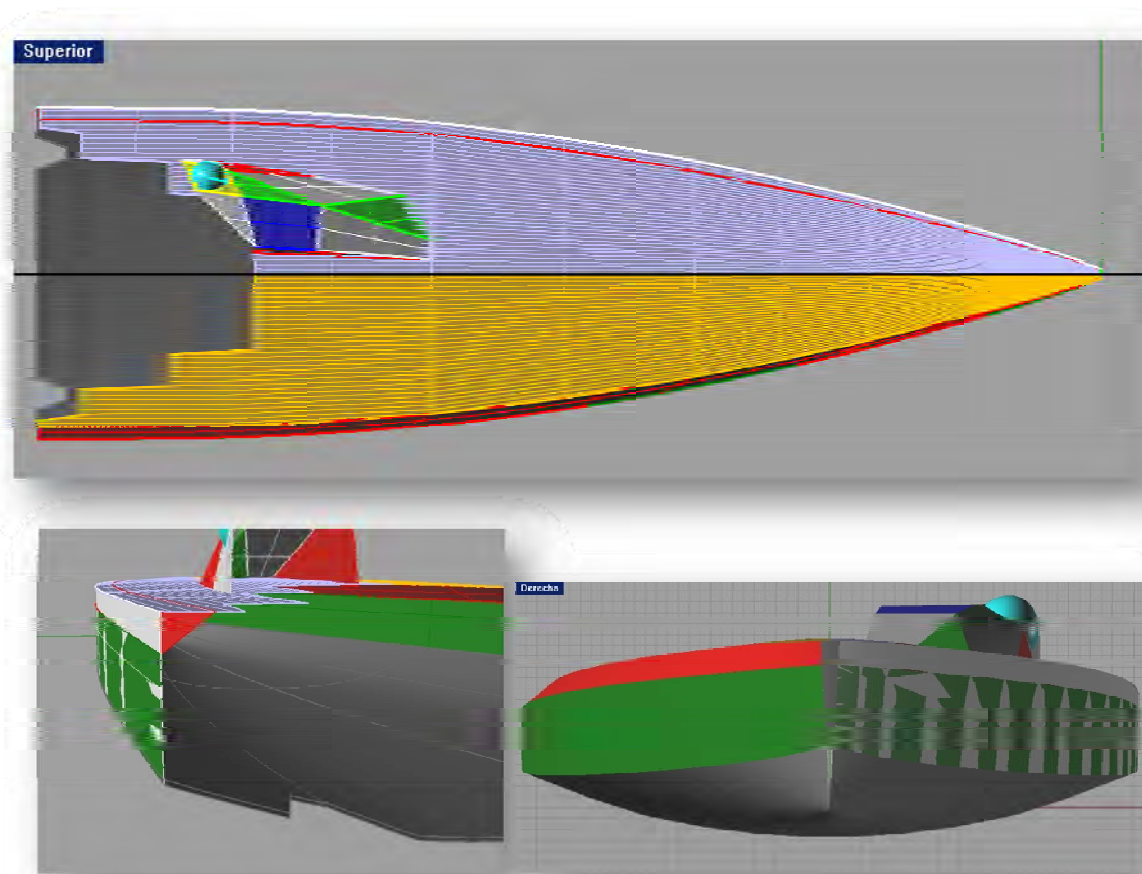


Figura 6. 33 Comparación del casco y cubierta antiguos (blanco y malva) y nuevos (verde, rojo y amarillo)

6.2 Cálculo del peso de la estructura

Se detalla a continuación las dimensiones principales de cada elemento de la estructura y la arboladura junto con sus densidades y su peso. Al final se suman todos los pesos y se obtiene el total. Este cálculo es sólo de la estructura calculada en este Cuaderno, no incluye los apéndices ni sus mecanismos de acción, ni equipos, velas, acastillaje...

Tabla 6. 28. Cálculo del peso de cada elemento de la estructura y el aparejo, y peso total

REFUERZOS	longitud	densidad	perímetro		PESO
CASCO	(mm)	(kg/m²)	t1 (mm)	t2 (mm)	(kg)
<i>varenga mamparo palo</i>	2948,53	1,620	136	70	0,98398
<i>varenga orza 1</i>	3265,6	3,971	136	70	2,67135
<i>varenga orza 2</i>	3370,48	4,376	136	70	3,03834
<i>L1.1</i>	3601,81	5,065	144	76	4,01350
<i>L1.2</i>	3118,09	3,343	97	46,50	1,49559
<i>L2.1</i>	3032,11	5,065	144	76	3,37868
<i>L2.2</i>	4501,26	5,065	156	67	5,08415
<i>L2.3</i>	1524,37	3,343	78,81	42	0,61555
<i>L2.4</i>	1533,76	1,620	50	17	0,16647
<i>L3.1</i>	7077,36	5,065	144	76	7,88630
<i>L3.2</i>	3641,37	5,065	156	67	4,11291
<i>L3.3</i>	1525	3,343	78,81	1,10	0,40732
<i>L3.4</i>	5263	1,620	50	17	0,57125
<i>V1</i>	2206,98	1,620	50	17	0,23955
<i>V2</i>	3608	1,620	50	17	0,39161
<i>V3</i>	4000	1,620	50	17	0,43416
<i>Long. costado</i>	18587,21	1,620	50	17	2,01746
<i>cuaderna</i>	1065,81	1,620	50	17	0,11568
<i>cuaderna mamparo palo</i>	896,65	3,971	136	182,15	1,13280
subtotal refuerzos casco					38,75665

PLANCHAS	área	espesor	densidad	PESO
CASCO	(m²)	(mm)	(kg /m²)	(kg)
<i>casco normal</i>	70,31281	19,529	5,502	386,8512
<i>casco orza</i>	9,043802	22,529	6,474	58,5528
<i>costados</i>	37,83734	14,529	4,694	177,6221
<i>cubierta</i>	47,10891	17,248	3,966	186,8151
<i>cabina</i>	13,52377	17,248	3,966	53,6299
<i>bañera</i>	16,48528	17,248	3,966	65,3740
<i>dobles fondos</i>	14,41957		3	43,2587
subtotal casco				972,1039
MAMPAROS	área	espesor	densidad	PESO (kg)
	(m²)	(mm)	(kg /m²)	
<i>tanques lastre</i>	23,50429	19,248	4,062	95,4697
<i>CC.AA.</i>	24,9467	19,248	4,062	101,3285
<i>estancos</i>	34,52289	19,248	4,062	140,2251
subtotal mamparos				337,0233

APAREJO	longitud	área media	densidad	PESO
ARBOLADURA	(m)	(mm²)	(kg /m²)	(kg)
<i>PALO</i>	29,8	24039422	14,62	351,4563
<i>BOTAVARA</i>	8,9	9269894	4,73	43,8466
subtotal arboladura				395,3029

REFUERZOS (cont)	longitud	densidad	perímetro		PESO
CUBIERTA	(mm)	(kg /m²)	t1 (mm)	t2 (mm)	(kg)
L1	7422	1,62	50	17	0,805584
L2	9644,4	3,403	50	17	2,198933
L3	3052,41	1,62	68	47	0,568664
L4	1715,88	1,62	50	17	0,186242
Lbañera	2936,52	1,62	50	17	0,31873
B1	1171	1,62	50	17	0,1271
B2	1648	1,62	50	17	0,178874
B3	1506	1,62	50	17	0,163461
subtotal refuerzos cubierta					4,547588
subtotal refuerzos					43,30424

SUMA	(kg)
planchas	972,104
refuerzos	43,3042
mamparos	337,023
arboladura	395,303
jarcia	35,486
TOTAL	1783,221

APAREJO (cont)	diámetro	densidad	longitud	PESO
JARCIA	(mm)	(kg/m)	(m)	(kg)
PD4	18,5	0,29	6,701	1,9433
PV3	18,5	0,29	6,535	1,8952
PD3	18,5	0,29	6,808	1,9743
PV2	22	0,41	6,527	2,6761
PD2	16	0,22	6,777	1,4909
PV1	24	0,52	6,707	3,4876
PV1	24	0,52	6,707	3,4876
PD1	18,5	0,29	7,039	2,0413
estay	14	0,18	26,904	4,8427
estay				
trinqueta	14	0,18	20,070	3,6126
burda alta	12	0,14	30,663	4,2928
burda med	12	0,14	23,504	3,2906
burda baja	10	0,06	7,520	0,4512
subtotal jarcia				35,4863

7 REFERENCIAS

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING (ABS) (1994) “Guide for building and classing Offshore Racing Yachts”

BESEDNJAK A. (2005) “Materiales compuestos. Procesos de fabricación de embarcaciones” 2ª Edición, Edicions UPC, Barcelona.

GURIT “Guide to composites”

GURIT. SP-HIGH MODULUS “Marine product catalogue 2012”

INTERNATIONAL MONOHULL OPEN CLASS ASSOCIATION (I.M.O.C.A) (2010) Open 60’ ISAF International Class. “Class Rules 2010”

INTERNATIONAL SAILING FEDERATION (ISAF) (2010) “Offshore special regulations. Race category 0 monohulls”

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) “Principles of Yacht Design” 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

MCNEEL R & Associates (2001) “Introducción a Rhinoceros”

MCNEEL R & Associates (2008) “Manual de formación de Rhinoceros v4.0”

SA D. (2011) “Diseño y cálculo de estructuras de materiales compuestos”, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona.

www.barcelonaworldrace.com

www.guillaumeverdier.com

www.imoca.org

www.plascore.com

www.smartrigging.com

www.vplp.fr

8 APÉNDICE. PLANO DE LA ARBOLADURA

Se adjunta a continuación el plano:

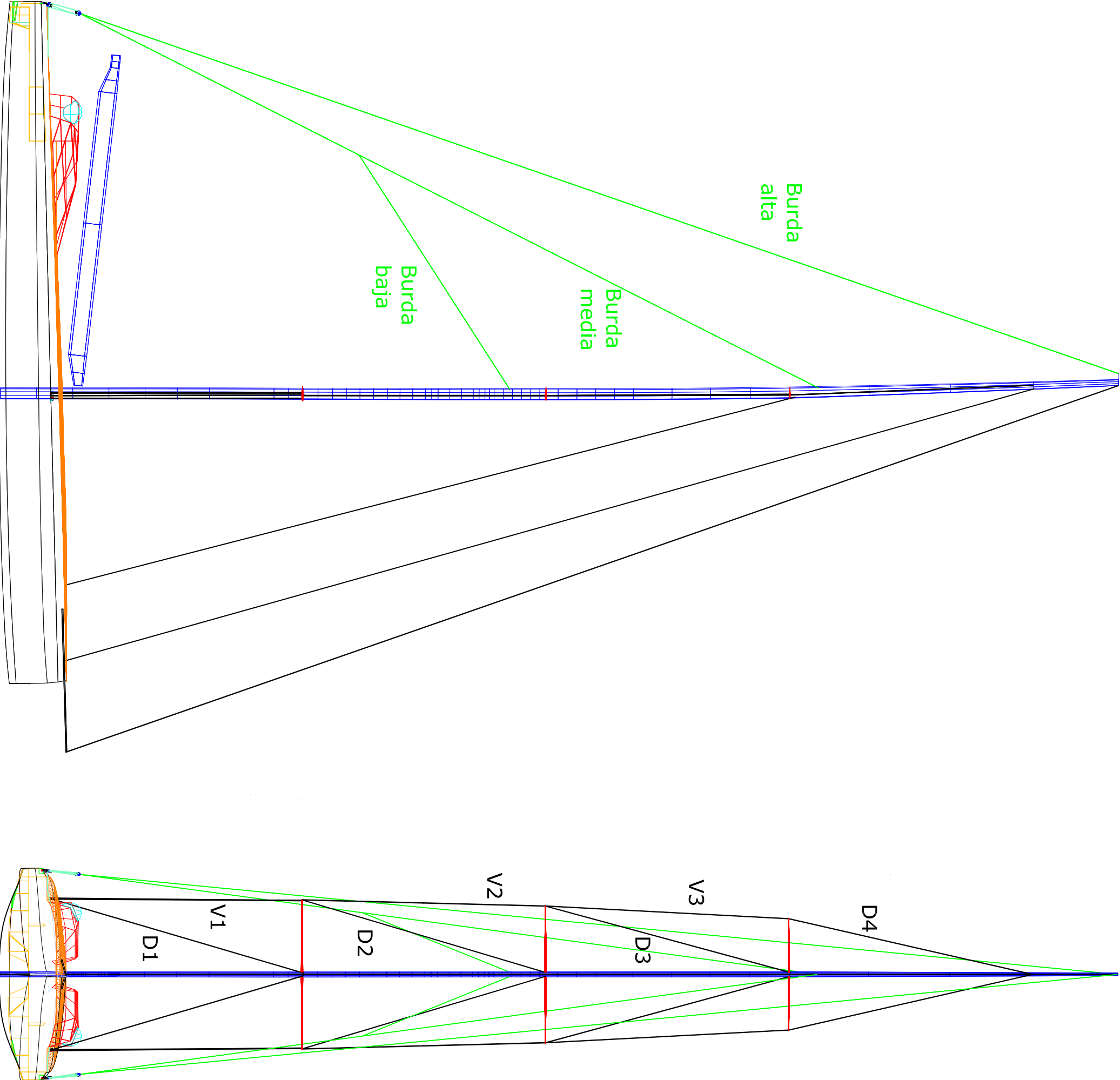
PLANO N° 6: arboladura

DIÁMETROS DE LA JARCIA FIRME:

O BENQUES

- D1..... 18.5 mm
- V1..... 24 mm
- D2..... 16 mm
- V2..... 22 mm
- D3.....18.5 mm
- V3.....18.5 mm
- D4.....18.5 mm

- Estayes..... 14 mm
- Burda Alta..... 12 mm
- Burda Media.. 12 mm
- Burda Baja.... 12 mm



PROYECTO Nº 1719		
E.T.S.I.NAVALES		
ARBOLADURA		
ESCALA	1:100	TIPO DE BARCO:
TUTOR	José María Riola Rodríguez	Velero de competición
ALUMNO	Jose Manuel Ballester Viéitez	Clase IMOCA OPEN 60
		PLANO Nº: 6

1	MOTOR PRINCIPAL	
1.1	Características	2
1.2	Sistema de combustible	3
1.3	Sistema de lubricación	4
1.4	Sistema de refrigeración	4
1.5	Sistema de admisión	5
1.6	Sistema de escape	5
1.7	Sistema eléctrico	6
2	MOTOR AUXILIAR	
2.1	Características	7
2.2	Sistemas	8
3	DISPOSICIÓN DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS	9
4	CÁLCULO DE LA AUTONOMÍA	10
5	REFERENCIAS	11
6	ANEXO. PLANO DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS	12

1 MOTOR PRINCIPAL

1.1 Características

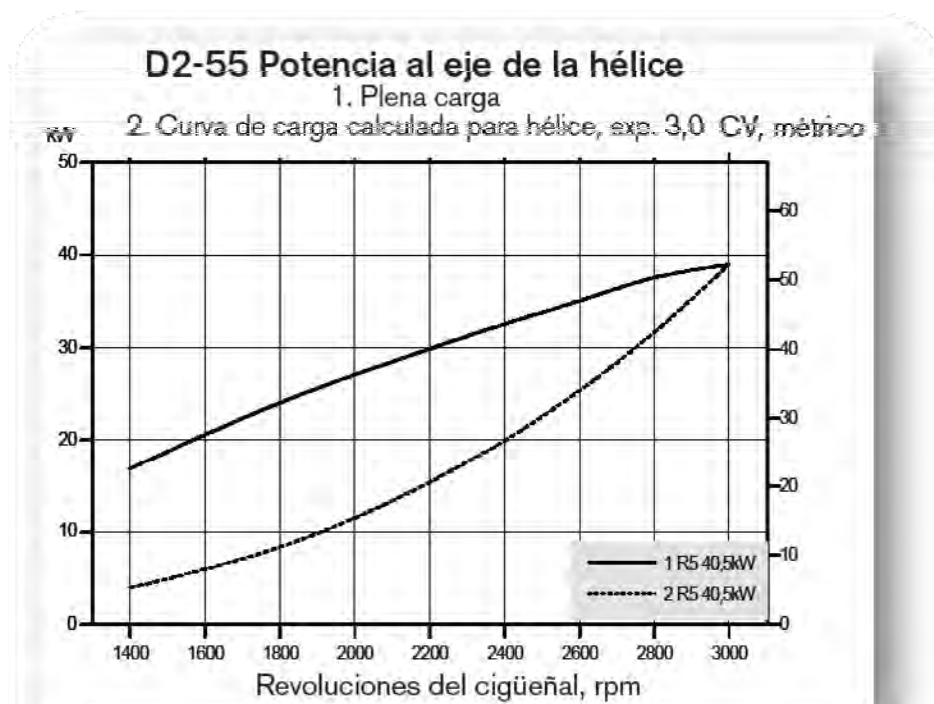
Las necesidades de potencia del equipo propulsor para cumplir las especificaciones de proyecto fueron calculadas en el Cuaderno 5, quedando determinado el motor principal.

Características técnicas:

Tabla 7. 1 Características técnicas del motor propulsor

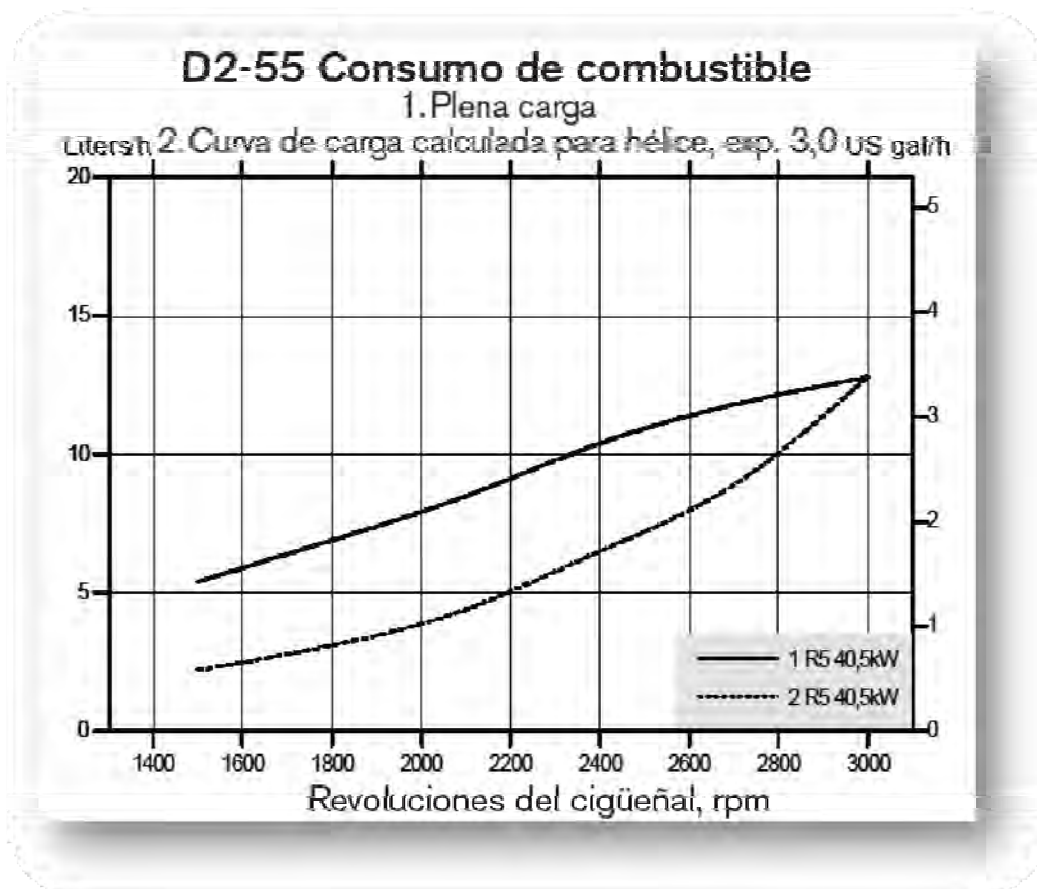
marca y modelo		VOLVO-PENTA D2-55
transmisión		S-DRIVE 130S
relación de transmisión		2.19:1
potencia al cigüeñal	kW	41
potencia al eje de la hélice	kW	39
revoluciones	rpm	2700-3000
cilindrada	l	2.2
número de cilindros		4
diámetro cilindros/carrera	mm	84/100
relación de compresión		23.3:1
peso en seco con cola	kg	253
dimensiones	mm	900x560x580

A continuación se muestra la curva de potencia suministrada por el fabricante, a plena carga y a la carga de la hélice, en función de las revoluciones:



Gráfica 7. 1 Potencia a plena carga y al eje de la hélice del motor VOLVO PENTA D2-55

Se muestra a continuación la curva de consumos de combustible, en función de las revoluciones, a plena carga y a la carga de la hélice, suministradas por el fabricante:



Gráfica 7. 2 Curva de consumo de combustible, a plena carga y con hélice acoplada, del motor VOLVO PENTA D2-55

Según la curva de carga de la hélice anterior, al 90% del MCR el consumo de combustible es de 8 l/h

1.2 Sistema de combustible

- Bomba de inyección recta montada en brida accionada por el árbol de levas del motor
- Bomba de alimentación y cebador manual
- Filtro fino de combustible de tipo “spin-on”
- Parada auxiliar en el motor

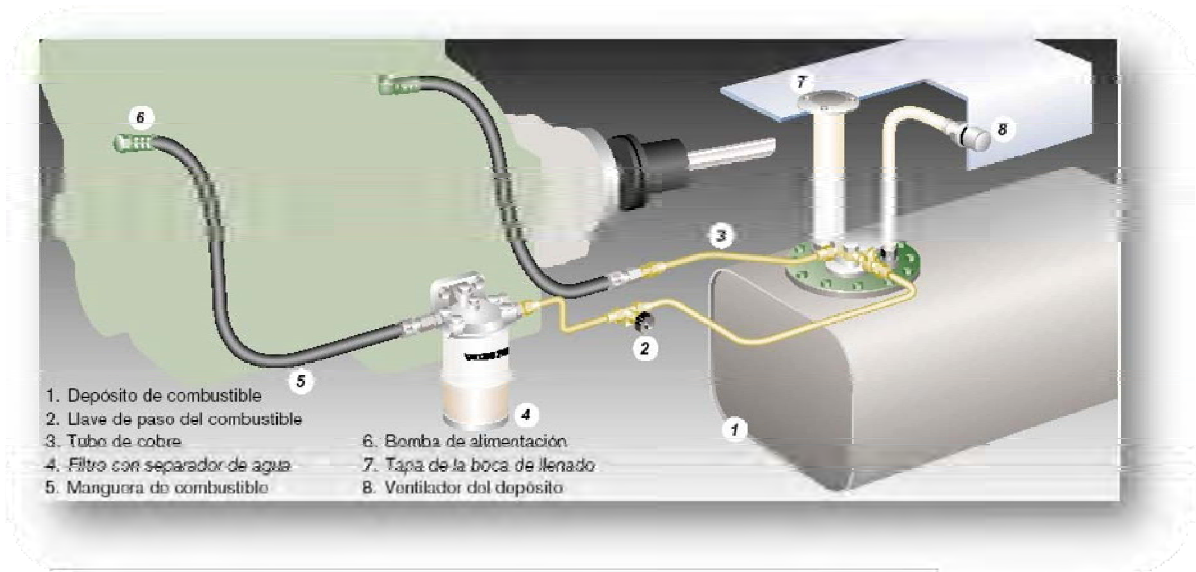


Figura 7. 1 Esquema del sistema de combustible del motor VOLVO PENTA D2-55

1.3 Sistema de lubricación

- Filtro de paso total tipo “spin-on”
- Tubo separado para el vaciado del aceite
- Ventilación del cárter tipo cerrado
- Dispone de un tapón de llenado de aceite encima del motor y otro a un costado

1.4 Sistema de refrigeración

- Refrigeración por agua dulce, de control termostático
- Circuito de agua dulce con intercambiador de calor tubular y depósito de expansión incorporado. Posibilidad de acoplar una toma de agua caliente
- Bomba de agua salada accionada por engranajes y rodete de goma
- Caudal máximo de circuito de agua salada: $Q = 3.8 \text{ m}^3/\text{h}$
- Diámetro de entrada de agua salada: **32mm**



Figura 7. 2 Esquema del sistema de refrigeración del motor VOLVO PENTA D2-55

1.5 Sistema de admisión

La admisión se realiza directamente dentro de la caja del motor, para lo que se instalan en la caja dos rejillas de ventilación, de 10x10cm, con posibilidad de cierre estanco para evitar entradas de agua durante la navegación a vela.

1.6 Sistema de escape

Este motor no dispone de turbocompresor, por lo que el escape se realiza directamente a través del colector de escape.

El sistema es de escape húmedo, los gases de escape se mezclan con el agua salada del circuito de refrigeración en la zona del cuello de cisne para refrigerarlo. El colector de escape se refrigera por el sistema de agua dulce de refrigeración del motor.

El diámetro del tubo de escape es de 89mm, y el escape se produce por el lateral del casco, disponiendo de un cuello de cisne para evitar la entrada de agua al motor.



Figura 7. 3 Esquema del sistema de escape del motor VOLVO PENTA D2-55

1.7 Sistema eléctrico

- Sistema eléctrico de 12 V
- Alternador de 115 A
- Regulador de carga con sensor electrónico para compensar pérdida de tensión
- Bujía de incandescencia para arranques en frío sin problemas
- Motor de arranque eléctrico (2.0 kW)
- Paro eléctrico

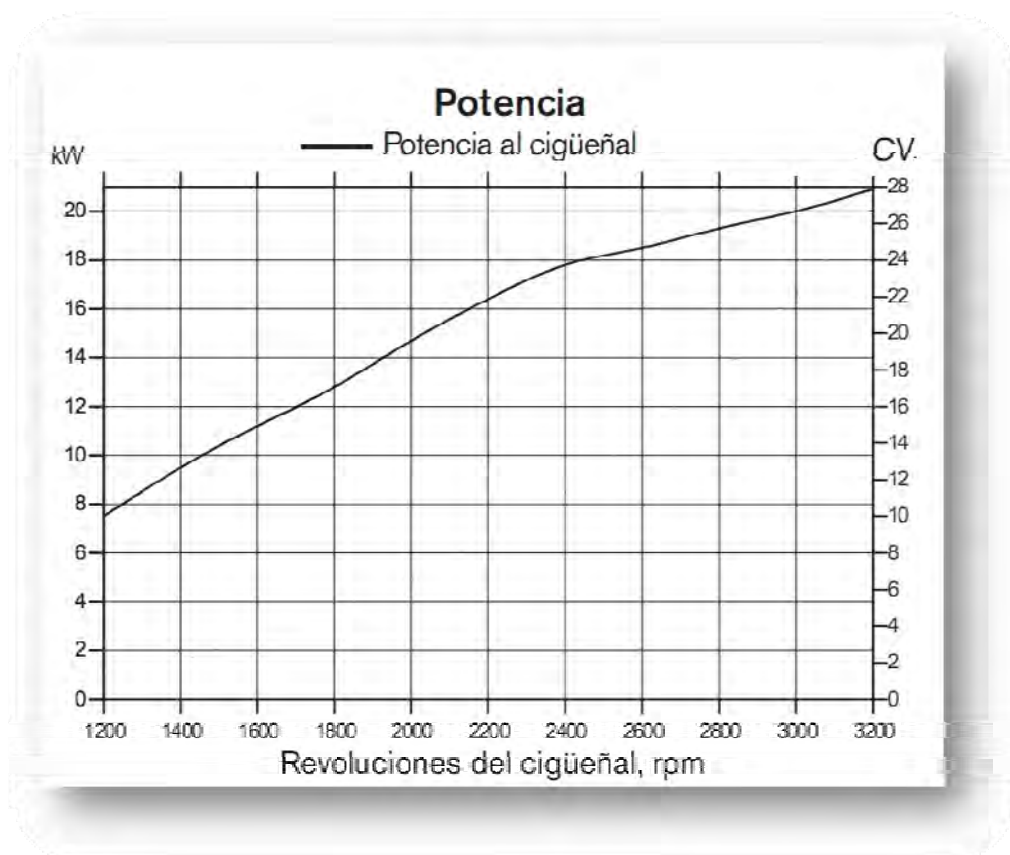
2 MOTOR AUXILIAR

2.1 Características

Las necesidades de potencia del motor auxiliar serán analizadas en el Cuaderno 11, pero por la información disponible de otros barcos similares construidos se sabe que quedarán cubiertas con un motor VOLVO PENTA D1-30 de las siguientes características:

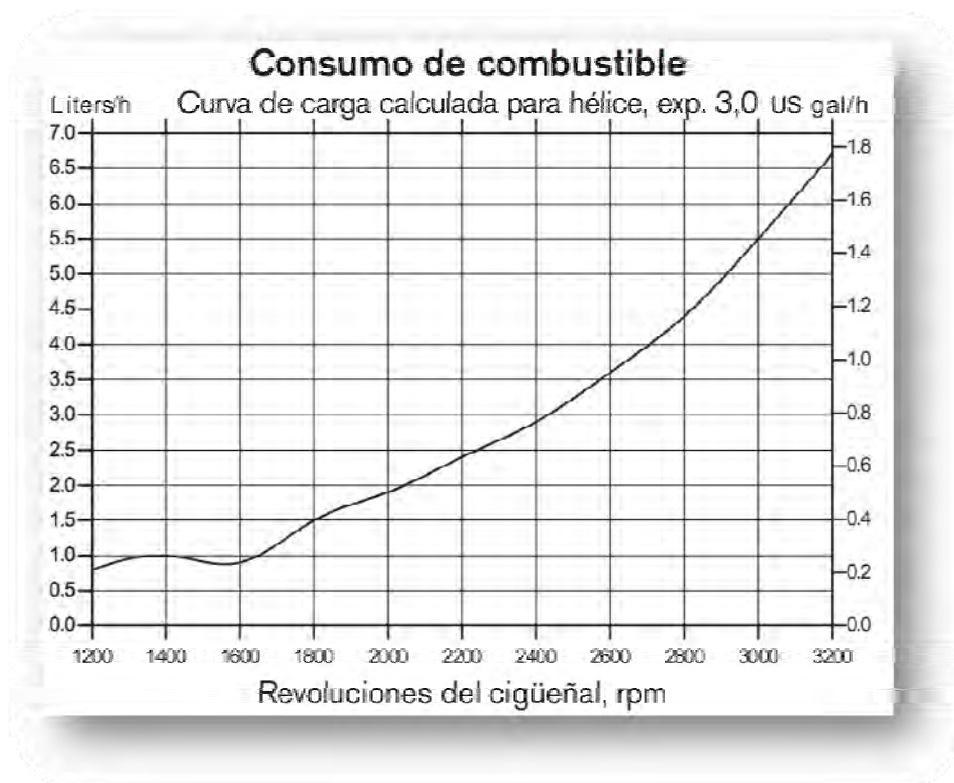
marca y modelo		VOLVO-PENTA D1-30
transmisión		MS15L (eje de salida recta)
relación de transmisión		2.63:1
potencia al cigüeñal	kW	20.9
potencia al eje	kW	20.1
revoluciones	rpm	2780-3200
cilindrada	l	1.13
número de cilindros		3
diámetro cilindros/carrera	mm	77/81
relación de compresión		23.5:1
peso en seco con transmisión	kg	156
dimensiones	mm	740x500x580

La curva de potencia es la siguiente:



Gráfica 7.3 Curva de potencia al cigüeñal del motor VOLVO PENTA D1-30

La curva de consumo de combustible, suministrada por el fabricante, es:



Gráfica 7. 4 Curva de consumo de combustible del motor VOLVO PENTA D1-30

Considerando un régimen de trabajo del 90%, el consumo de este motor es de 5 l/h.

2.2 Sistemas

Los sistemas de combustible, lubricación, refrigeración, admisión, escape y eléctrico son iguales a los del motor principal, ya que son equipos de la misma familia del mismo fabricante

3 DISPOSICIÓN DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS

En un velero de competición no existe una cámara de máquinas propiamente dicha ya que los sistemas de combustible, refrigeración, etc. están integrados en los propios motores. De todas formas, en este proyecto se ha decidido instalar todos los equipos en un mismo compartimento estanco, que es el del palo y la orza, separando así los equipos del compartimento reservado a la habitación.

El motor principal se instala pegado al mamparo estanco M4 hacia proa, a popa de la orza, para procurar que el flujo de agua desprendido por ésta no llegue muy perturbado a la hélice. Lógicamente se sitúa en crujía, por lo que queda emplazado entre los longitudinales de fondo. La posición longitudinal de su centro de gravedad queda fijada a 11m de la perpendicular de proa.

El motor auxiliar se sitúa entre la orza y el palo, más cerca del palo, dejando un espacio entre el motor y la orza donde instalar la bomba del agua de lastre y la de accionamiento del mecanismo de la orza. También se sitúa en crujía, entre los longitudinales de fondo, y su centro de gravedad se encuentra a 8.5m de la perpendicular de proa.

Esta disposición permite emplazar ambos motores muy cerca del centro de gravedad del barco, tanto en sentido longitudinal como en altura (en sentido transversal están sobre el centro de gravedad, en crujía).

Otros equipos que se instalan en este compartimento son las mencionadas bombas de lastre y de la orza. Su descripción y posición se detallará en posteriores cuadernos de este proyecto.

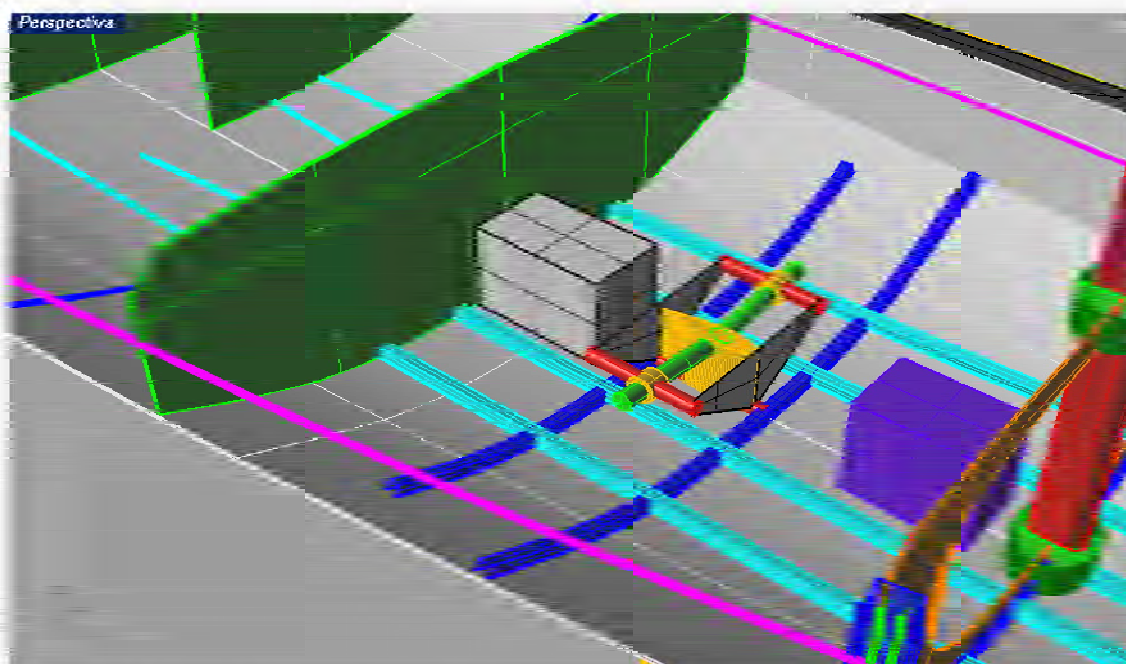


Figura 7. 4 Vista del compartimento C4 donde se aprecia el mecanismo de la orza, el motor principal (blanco) y el auxiliar (oscuro). También se observan los refuerzos de fondo y costado, el mamparo estanco M4 y el palo con sus refuerzos.

4 CÁLCULO DE LA AUTONOMÍA

Las reglas de la Clase IMOCA no especifican ningún requisito en particular con respecto a la autonomía del barco, por lo que se toman como referencia las normativas de la ISAF para veleros oceánicos.

Estas reglas OSR de la ISAF para veleros de la categoría 0 establecen una cantidad mínima de combustible que se debe llevar almacenado para alimentar el motor propulsor durante 8 horas a una velocidad que sea:

$$v = 1.8 \cdot \sqrt{L_{WL}} \approx 8 \text{ nudos}$$

es decir, el barco debe tener una autonomía de 64 millas. Teniendo en cuenta que el motor principal tiene un consumo en su régimen de trabajo de 8 l/hora, serán necesarios 64 litros de combustible.

Para mayor seguridad, se decide sobredimensionar la autonomía suponiendo un consumo mayor, tomando por ejemplo el consumo del motor a plena carga, que es de 11 l/h. De esta forma, se dispondrá de 88 litros de combustible, proporcionando una autonomía de 88 millas.

La cantidad de combustible destinada al motor auxiliar no se conoce hasta que se realice el balance eléctrico, ya que sólo se emplea para la generación de electricidad. Tendrá que tener una autonomía suficiente para una circunnavegación, es decir, no menos de tres meses.

5 REFERENCIAS

INTERNATIONAL MONOHULL OPEN CLASS ASSOCIATION (I.M.O.C.A) (2010)
Open 60' ISAF International Class. "Class Rules 2010"

INTERNATIONAL SAILING FEDERATION (ISAF) (2010) "Offshore special
regulations. Race category 0 monohulls"

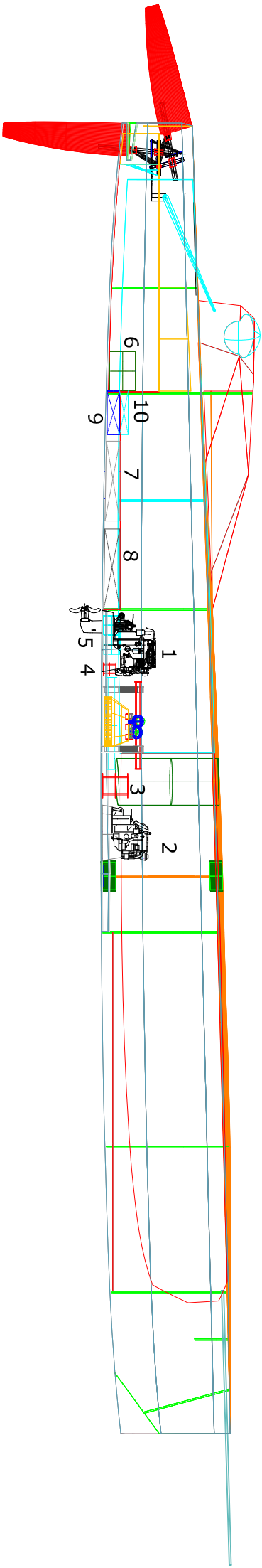
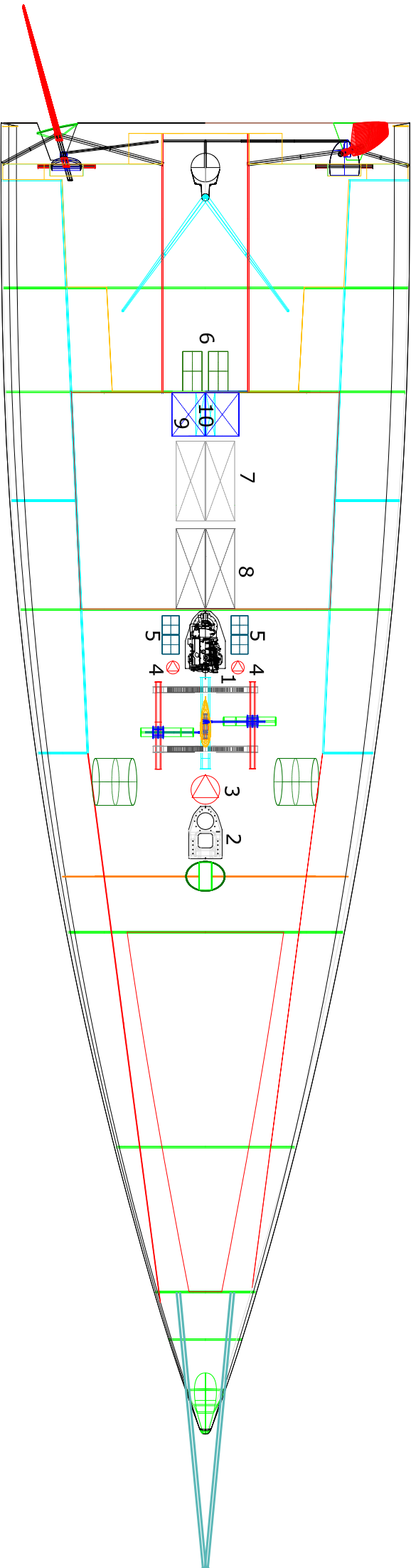
MCNEEL R & Associates (2008) "Manual de formación de Rhinoceros v4.0"

www.volvopenta.com

6 ANEXO. PLANO DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS

Se presenta a continuación el plano siguiente:

PLANO Nº 5: Cámara de Máquinas



- 1.- Motor principal..... 41 kW VOLVO PENTA D2-55
- 2.- Motor auxiliar..... 20.9 kW VOLVO PENTA D1-30
- 3.- Bomba de la orza..... 4.3 kW
- 4.- Bombas de lastre..... 2x1400 l/min
- 5.- Baterías: servicio..... 2x320 A·h
arranque.... 1x70 A·h
- 6.- Potabilizadoras..... 2x18 l/h
- 7.- Tanques combustible motor principal.... 2x44 l
- 8.- Tanques combustible motor auxiliar..... 2x48 l
- 9.- Tanques agua dulce reserva..... 2x50 l
- 10.- Tanques agua dulce consumo diario.....2x10 l

PROYECTO Nº 1719 E.T.S.I.NAVALES		
CÁMARA DE MÁQUINAS		
ESCALA	1:75	TIPO DE BARCO: Velero de competición Clase IMOCA OPEN 60
TUTOR	José María Riola Rodríguez	
ALUMNO	Jose Manuel Ballester Viéitez	PLANO Nº: 5

1	INTRODUCCIÓN	
1.1	Descripción del cálculo del centro de gravedad	2
1.2	Peso de la orza	3
2	TABLA 8.1.- ESTRUCTURA DEL CASCO: PLANCHAS, MAMPAROS Y REFUERZOS	4
3	TABLA 8.2.- APÉNDICES: TIMONES, DERIVAS, ORZA Y BULBO	7
4	TABLA 8.3.- JARCIA FIRME: ESTAYES, OBENQUES Y BURDAS	8
5	TABLA 8.4.- ARBOLADURA: PALO, BOTAVARA, BAUPRÉS Y CRUCETAS	9
6	TABLA 8.5.- ACASTILLAJE: WINCHES, POLEAS... y VELAS	10
7	TABLA 8.6.- EQUIPOS INSTALADOS	12
8	TABLA 8.7.- CENTRO DE GRAVEDAD E INERCIA TOTALES	14

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del cálculo del centro de gravedad

Una parte importante del diseño de un barco es la determinación de su centro de gravedad, aunque este cálculo siempre se trata de una estimación, ya que el verdadero centro de gravedad del barco sólo se puede conocer una vez construido y botado, al realizar la prueba de estabilidad.

Para el cálculo del centro de gravedad se procedió a enumerar, de forma detallada, todos los elementos que lo componen, desde la estructura hasta los equipos que van a instalarse, determinando la posición de cada uno de ellos. Este proceso se realizó con el programa Rhinoceros, en el que se modeló en 3D el barco con todos sus equipos, para poder medir su posición. El eje del sistema de coordenadas se sitúa en la intersección de la perpendicular de proa con la flotación, siendo el eje X positivo hacia proa (por lo que prácticamente todas las magnitudes son negativas), el eje Y positivo a babor, y el Z hacia arriba.

El centro de gravedad se determina calculando los momentos con respecto al origen de coordenadas ($M_x=P \cdot x$; $M_y=P \cdot y$; $M_z=P \cdot z$) de cada elemento, sumándolos todos y dividiendo ese sumatorio por el peso total: $X_g = SM_x/SP$. Tras realizar todos los cálculos, el centro de gravedad quedó determinado en el siguiente punto (en mm):

X_g	Y_g	Z_g
-9451,60	0,92	-670,67

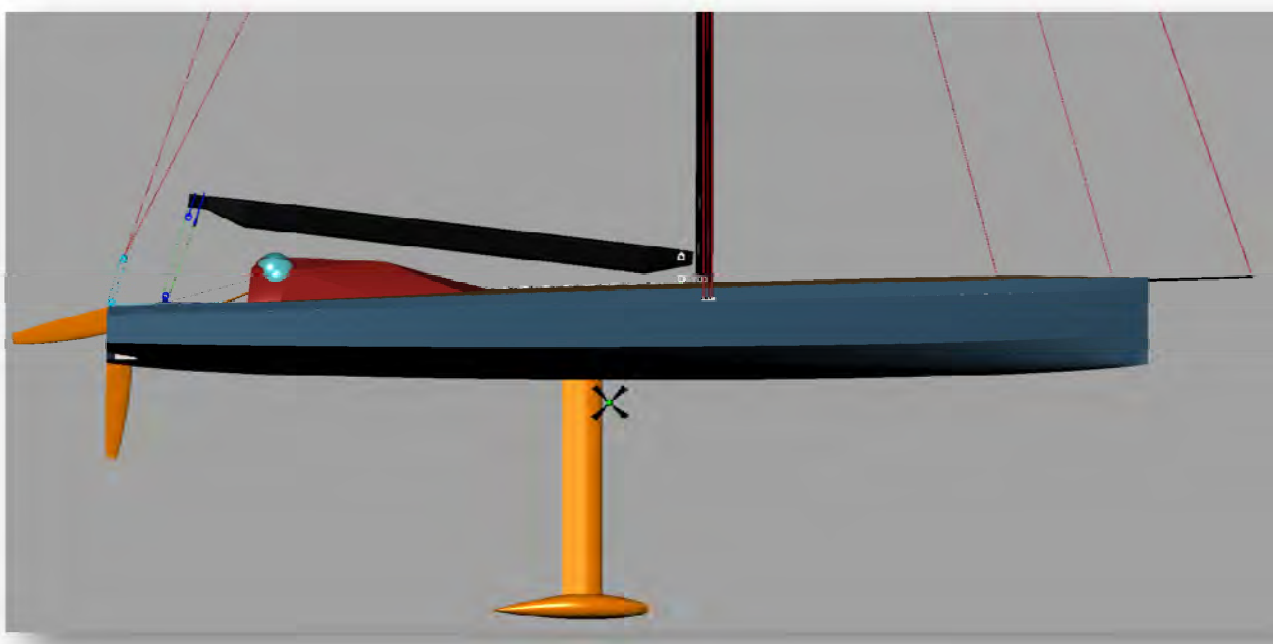


Figura 8. 1 Posición del centro de gravedad del barco.

Lógicamente lo ideal es que Y_g valga 0, y si bien 0.92 mm es un valor más que aceptable, se tiene que intentar que coincida justo en crujía. La posición de X_g , está muy condicionada por la situación de las velas, que para este cálculo se han considerado: mayor y génova izadas y desplegadas, spinnaker izado y enrollado, y el resto estibadas en el compartimento estanco C3. Durante la navegación es frecuente situar parte o todas las velas que no se están utilizando a lo largo del costado de barlovento, a la altura de la cabina, por lo que X_g se retrasaría.

También se calcula en este cuaderno la inercia de cada elemento y su radio de giro, información que será utilizada en el Apéndice de este proyecto, dedicado al estudio del comportamiento en la mar. Las inercias de los elementos de tamaño y peso considerable (casco, cubierta, palo...) se determinaron calculando primero la inercia propia del elemento por su centro de gravedad, y luego pasándola al centro de gravedad definitivo: $I = I_o + M \cdot d^2$. El resto de elementos se calculó como una masa puntual: $I = M \cdot d^2$. La inercia de un conjunto de elementos es el sumatorio de las inercias de cada elemento.

Por tanto, las inercias que aparecen en las tablas siguientes son relativas al centro de gravedad del barco.

Se ha separado los cálculos clasificando los elementos en diferentes categorías, en las que se han dividido las tablas siguientes, diferenciando babor de estribor para obtener una medida más precisa de la inercia respecto al eje transversal (si no se hiciera así, todos los elementos considerados como masas puntuales darían una inercia nula con respecto al eje Y). Las diferentes categorías son: estructura (casco, mamparos y refuerzos), apéndices, jarcia firme, arboladura, acastillaje y equipos. La relación de equipos instalados, así como una descripción de los mismos y de su posición en el barco, se realiza en el Cuaderno 10 de este proyecto.

1.2 Peso de la orza

En ningún momento hasta ahora se habló del material y peso de la orza, ya que se dejó como variable hasta obtener el desplazamiento total del barco. Las formas de la carena definitiva fueron diseñadas en el Cuaderno 2, y se optimizó la resistencia al avance para un desplazamiento de 7400 kg.

Si la orza fuera de acero macizo, con una densidad de 7900 kg/m^3 tendría un peso de 2088 kg, resultando un desplazamiento total del barco de 8950 kg, más de 1500 kg mayor que el desplazamiento ensayado hidrodinámicamente.

Para obtener los 7400kg de desplazamiento la orza debería pesar unos 600 kg, valor que resulta muy escaso ya que hace elevar el centro de gravedad casi 15 cm. Por tanto, se escoge la solución de compromiso de buscar un desplazamiento de 8262 kg, que se consigue con una orza de 1400 kg. De modo que la orza no será de acero macizo, sino que se combinará el acero con parte de materiales compuestos para lograr ese peso con su forma predeterminada.

2 TABLA 8.1.- ESTRUCTURA DEL CASCO: PLANCHAS, MAMPAROS Y REFUERZOS

BABOR													
PLANCHAS	peso(kg)	centros de gravedad (mm)			momento=peso·distancia (kg·mm)			inercia= peso·dist ² (kg·m ²)			radio inercia=(I/P)^0.5(m)		
CASCO		X	Y	Z	Mx	My	Mz	X	Y	Z	Rx	Ry	Rz
casco normal	189,16	-11092,96	1254,32	11,80	-2,10E+06	2,37E+05	2,23E+03	614,80	5213,48	5109,58	1,80	5,25	5,20
casco orza	29,50	-9279,68	508,17	-219,23	-2,74E+05	1,50E+04	-6,47E+03	3,33	57,37	58,25	0,34	1,39	1,41
costados	88,81	-8577,68	1895,96	857,46	-7,62E+05	1,68E+05	7,62E+04	74,48	2633,73	2515,53	0,92	5,45	5,32
cubierta	93,44	-9321,79	1149,81	1324,56	-8,71E+05	1,07E+05	1,24E+05	4,19	1153,11	2431,53	0,21	3,51	5,10
cabina	26,81	-13625,41	1025,63	1569,61	-3,65E+05	2,75E+04	4,21E+04	470,38	52,14	161,81	4,19	1,39	2,46
bañera	33,08	-16646,74	1007,55	509,17	-5,51E+05	3,33E+04	1,68E+04	1722,96	61,19	84,00	7,22	1,36	1,59
dobles fondos	22,29	-9974,71	705,17	-38,29	-2,22E+05	1,57E+04	-8,53E+02	6,10	11,06	8,91	0,52	0,70	0,63
elementos cubierta	5,87	-15684,31	891,61	873,31	-9,21E+04	5,24E+03	5,13E+03	230,00	9,57	20,74	6,26	1,28	1,88
MAMPAROS													
tanques lastre	47,73	-13229,54	1878,87	607,86	-6,32E+05	8,97E+04	2,90E+04	688,22	429,84	332,62	3,80	3,00	2,64
CC.AA.	50,20	-7718,06	1046,75	663,59	-3,87E+05	5,26E+04	3,33E+04	158,14	282,51	309,70	1,77	2,37	2,48
estancos	64,61	-10093,82	1016,92	677,41	-6,52E+05	6,57E+04	4,38E+04	77,01	81,16	153,32	1,09	1,12	1,54
caja derivas	6,13	-9097,96	1271,18	670,25	-5,58E+04	7,80E+03	4,11E+03	0,77	9,89	11,03	0,35	1,27	1,34
REFUERZOS	peso(kg)	centros de gravedad (mm)			momento=peso·distancia (kg·mm)			inercia= peso·dist ² (kg·m ²)			radio inercia=(I/P)^0.5(m)		
CASCO		X	Y	Z	Mx	My	Mz	X	Y	Z	Rx	Ry	Rz
varenga palo	0,71	-7781,68	1047,36	-10,16	-5,53E+03	7,45E+02	-7,23E+00	1,98	0,78	0,31	1,67	1,05	0,66
varenga orza 1	1,96	-9499,92	1166,46	-38,79	-1,86E+04	2,28E+03	-7,59E+01	0,00	2,66	0,78	0,05	1,17	0,63
varenga orza 2	1,95	-10301,87	1061,73	-86,35	-2,01E+04	2,07E+03	-1,68E+02	1,41	2,19	0,67	0,85	1,06	0,58
L1	5,49	-4668,51	0,00	-156,07	-2,56E+04	0,00E+00	-8,57E+02	125,69	0,00	1,45	4,78	0,00	0,51
L2	9,29	-8520,47	376,05	-178,28	-7,91E+04	3,49E+03	-1,66E+03	8,05	1,31	2,25	0,93	0,38	0,49
L3	8,84	-8313,24	833,26	-95,02	-7,35E+04	7,36E+03	-8,40E+02	11,45	6,12	2,93	1,14	0,83	0,58
V1	0,19	-5500,00	822,43	-18,87	-1,03E+03	1,54E+02	-3,54E+00	2,93	0,13	0,08	3,95	0,82	0,65

V2	0,30	-13025,00	1379,14	-40,97	-3,96E+03	4,19E+02	-1,24E+01	3,88	0,58	0,12	3,57	1,38	0,63
V3	0,31	-17500,00	1407,97	78,77	-5,39E+03	4,34E+02	2,43E+01	19,96	0,61	0,17	8,05	1,41	0,75
L costado	2,02	-9059,71	1977,74	821,55	-1,83E+04	3,99E+03	1,66E+03	0,31	7,88	4,49	0,39	1,98	1,49
cuaderna	0,10	-5502,35	1578,62	777,19	-5,29E+02	1,52E+02	7,47E+01	1,50	0,24	0,20	3,95	1,58	1,45
bulárcama palo	1,13	-7727,24	2001,27	741,74	-8,76E+03	2,27E+03	8,41E+02	3,37	4,54	2,26	1,72	2,00	1,41
CUBIERTA													
L1	0,77	-3787,52	0,00	1499,73	-2,93E+03	0,00E+00	1,16E+03	24,79	0,00	3,64	5,66	0,00	2,17
L2	2,20	-6771,32	581,16	1418,84	-1,49E+04	1,28E+03	3,12E+03	15,80	0,74	9,60	2,68	0,58	2,09
L3	1,18	-11255,95	235,93	1302,84	-1,33E+04	2,79E+02	1,54E+03	3,84	0,07	4,60	1,80	0,24	1,97
L4	0,16	-16855,15	1423,11	533,33	-2,77E+03	2,34E+02	8,78E+01	9,02	0,33	0,24	7,40	1,42	1,20
L bañera	0,39	-16344,89	0,00	533,53	-6,37E+03	0,00E+00	2,08E+02	18,53	0,00	0,57	6,89	0,00	1,20
B1	0,16	-5500,01	734,84	1447,11	-8,74E+02	1,17E+02	2,30E+02	2,48	0,09	0,71	3,95	0,73	2,12
B2	0,18	-9500,47	827,32	1347,92	-1,70E+03	1,48E+02	2,42E+02	0,00	0,12	0,73	0,05	0,83	2,02

ESTRIBOR													
PLANCHAS	peso(kg)	centros de gravedad (mm)			momento=peso·distancia (kg·mm)			inercia= peso·dist² (kg·m²)			radio inercia=(I/P)^0.5(m)		
CASCO		X	Y	Z	Mx	My	Mz	X	Y	Z	Rx	Ry	Rz
casco normal	189,16	-11092,96	-1254,32	11,80	-2,10E+06	-2,37E+05	2,23E+03	509,62	298,05	88,11	1,64	1,26	0,68
casco orza	29,50	-9279,68	-508,17	-219,23	-2,74E+05	-1,50E+04	-6,47E+03	0,87	7,65	6,01	0,17	0,51	0,45
costados	88,81	-8577,68	-1895,96	857,46	-7,62E+05	-1,68E+05	7,62E+04	67,83	319,55	207,39	0,87	1,90	1,53
cubierta	93,44	-9321,79	-1149,81	1324,56	-8,71E+05	-1,07E+05	1,24E+05	1,57	123,73	371,98	0,13	1,15	2,00
cabina	26,81	-13625,41	-1025,63	1569,61	-3,65E+05	-2,75E+04	4,21E+04	467,13	28,26	134,58	4,17	1,03	2,24
bañera	33,08	-16646,74	-1007,55	509,17	-5,51E+05	-3,33E+04	1,68E+04	1712,68	33,65	46,05	7,20	1,01	1,18
dobles fondos	22,29	-9974,71	-705,17	-38,29	-2,22E+05	-1,57E+04	-8,53E+02	6,10	11,11	8,91	0,52	0,71	0,63
elementos cubierta	5,87	-15684,31	-891,61	873,31	-9,21E+04	-5,24E+03	5,13E+03	228,17	4,68	14,00	6,23	0,89	1,54
MAMPAROS													
tanques lastre	47,73	-13229,54	-1878,87	607,86	-6,32E+05	-8,97E+04	2,90E+04	681,31	168,68	78,03	3,78	1,88	1,28
CC.AA.	50,20	-7718,06	-1046,75	663,59	-3,87E+05	-5,26E+04	3,33E+04	150,87	55,11	89,38	1,73	1,05	1,33

<i>estancos</i>	64,61	-10093,82	-1016,92	677,41	-6,52E+05	-6,57E+04	4,38E+04	26,65	66,94	117,42	0,64	1,02	1,35
<i>caja derivas</i>	6,13	-9097,96	-1271,18	670,25	-5,58E+04	-7,80E+03	4,11E+03	0,77	9,92	11,03	0,35	1,27	1,34
REFUERZOS	<i>peso(kg)</i>	<i>centros de gravedad (mm)</i>			<i>momento=peso·distancia (kg·mm)</i>			<i>inercia= peso·dist² (kg·m²)</i>			<i>radio inercia=(I/P)^0.5(m)</i>		
CASCO		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>Mx</i>	<i>My</i>	<i>Mz</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>Rx</i>	<i>Ry</i>	<i>Rz</i>
<i>varenga palo</i>	0,71	-7781,68	-1047,36	-10,16	-5,53E+03	-7,45E+02	-7,23E+00	1,98	0,78	0,31	1,67	1,05	0,66
<i>varenga orza 1</i>	1,96	-9499,92	-1166,46	-38,79	-1,86E+04	-2,28E+03	-7,59E+01	0,00	2,67	0,78	0,05	1,17	0,63
<i>varenga orza 2</i>	1,95	-10301,87	-1061,73	-86,35	-2,01E+04	-2,07E+03	-1,68E+02	1,41	2,20	0,67	0,85	1,06	0,58
<i>L1</i>	0,00	-4668,51	0,00	-156,07									
<i>L2</i>	9,29	-8520,47	-376,05	-178,28	-7,91E+04	-3,49E+03	-1,66E+03	8,05	1,32	2,25	0,93	0,38	0,49
<i>L3</i>	8,84	-8313,24	-833,26	-95,02	-7,35E+04	-7,36E+03	-8,40E+02	11,45	6,15	2,93	1,14	0,83	0,58
<i>V1</i>	0,19	-5500,00	-822,43	-18,87	-1,03E+03	-1,54E+02	-3,54E+00	2,93	0,13	0,08	3,95	0,82	0,65
<i>V2</i>	0,30	-13025,00	-1379,14	-40,97	-3,96E+03	-4,19E+02	-1,24E+01	3,88	0,58	0,12	3,57	1,38	0,63
<i>V3</i>	0,31	-17500,00	-1407,97	78,77	-5,39E+03	-4,34E+02	2,43E+01	19,96	0,61	0,17	8,05	1,41	0,75
<i>Lcostado</i>	2,02	-9059,71	-1977,74	821,55	-1,83E+04	-3,99E+03	1,66E+03	0,31	7,90	4,49	0,39	1,98	1,49
<i>Cuaderna</i>	0,10	-5502,35	-1578,62	777,19	-5,29E+02	-1,52E+02	7,47E+01	1,50	0,24	0,20	3,95	1,58	1,45
<i>Bulárcama palo</i>	1,13	-7727,24	-2001,27	741,74	-8,76E+03	-2,27E+03	8,41E+02	3,37	4,54	2,26	1,72	2,00	1,41
CUBIERTA													
<i>L1</i>	0,00	-3787,52	0,00	1499,73	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00						
<i>L2</i>	2,20	-6771,32	-581,16	1418,84	-1,49E+04	-1,28E+03	3,12E+03	15,80	0,75	9,60	2,68	0,58	2,09
<i>L3</i>	1,18	-11255,95	-235,93	1302,84	-1,33E+04	-2,79E+02	1,54E+03	3,84	0,07	4,60	1,80	0,24	1,97
<i>L4</i>	0,16	-16855,15	-1423,11	533,33	-2,77E+03	-2,34E+02	8,78E+01	9,02	0,33	0,24	7,40	1,42	1,20
<i>Lbañera</i>	0,00	-16344,89	0,00	533,53	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00						
<i>B1</i>	0,16	-5500,01	-734,84	1447,11	-8,74E+02	-1,17E+02	2,30E+02	2,48	0,09	0,71	3,95	0,74	2,12
<i>B2</i>	0,18	-9500,47	-827,32	1347,92	-1,70E+03	-1,48E+02	2,42E+02	0,00	0,12	0,73	0,05	0,83	2,02
SUBTOTAL ESTRUCTURA	1383,32	-10479,48	0,00	541,33	-1,45E+07	0,00E+00	7,49E+05	8244,95	11179,23	12435,86	2,44	2,84	3,00

3 TABLA 8.2.- APÉNDICES: TIMONES, DERIVAS, ORZA Y BULBO

	peso(kg)	centros de gravedad (mm)			momento=peso-distancia (kg·mm)			inercia= peso·dist ² (kg·m ²)			radio inercia=(I/P)^0.5(m)		
APÉNDICES		X	Y	Z	Mx	My	Mz	X	Y	Z	Rx	Ry	Rz
timones	5,88	-18074,00	2292,00	-608,00	-1,06E+05	1,35E+04	-3,58E+03	437,30	30,87	0,02	8,62	2,29	0,06
	5,88	-18074,00	-2292,00	-608,00	-1,06E+05	-1,35E+04	-3,58E+03	437,30	30,87	0,02	8,62	2,29	0,06
derivas	13,96	-9055,00	2054,00	-1520,00	-1,26E+05	2,87E+04	-2,12E+04	2,20	58,84	10,07	0,40	2,05	0,85
	13,96	-9055,00	-2054,00	-1520,00	-1,26E+05	-2,87E+04	-2,12E+04	2,20	58,84	10,07	0,40	2,05	0,85
orza	1400,00	-10075,00	0,00	-1960,00	-1,41E+07	0,00E+00	-2,74E+06	544,08	0	2327,34	0,62	0,00	1,29
bulbo	2311,00	-10026,00	0,00	-4280,00	-2,32E+07	0,00E+00	-9,89E+06	762,49	0	30106,07	0,57	0,00	3,61
SUBTOTAL APÉNDICES	3750,68	-10062,30	0,00	-3381,96	-3,77E+07	0,00E+00	-1,27E+07	2185,56	179,44	32453,59	0,76	0,22	2,94

4 TABLA 8.3.- JARCIA FIRME: ESTAYES, OBENQUES Y BURDAS

	peso(kg)	centros de gravedad (mm)			momento=peso·distancia (kg·mm)			inercia= peso·dist ² (kg·m ²)			radio inercia=(I/P)^0.5(m)		
JARCIA FIRME		X	Y	Z	Mx	My	Mz	X	Y	Z	Rx	Ry	Rz
estay	4,84	-4254,47	0,00	14479,52	-20603,23	0,00	70120,26	130,80	0,00	1111,54	5,20	0,00	15,15
estay trinqueta	3,61	-5156,47	0,00	11270,32	-18628,25	0,00	40715,16	66,65	0,00	515,11	4,30	0,00	11,94
BABOR													
D4	1,94	-7870,32	745,52	24190,80	-15294,32	1448,75	47009,75	4,86	1,08	1201,13	1,58	0,74	24,86
V3	1,90	-7732,54	1662,64	17659,14	-14654,33	3150,95	33466,72	5,60	5,23	636,74	1,72	1,66	18,33
D3	1,97	-7743,07	942,10	17679,97	-15287,31	1860,01	34905,92	5,76	1,75	664,84	1,71	0,94	18,35
V2	2,68	-7725,94	1915,44	11134,55	-20675,16	5125,85	29796,85	7,97	9,81	372,95	1,73	1,91	11,81
D2	1,49	-7724,69	1024,22	11138,62	-11517,05	1527,05	16607,01	4,45	1,56	207,93	1,73	1,02	11,81
V1	3,49	-7650,81	2002,43	4491,52	-26683,26	6983,74	15664,81	11,31	13,97	92,94	1,80	2,00	5,16
V1	3,49	-7795,14	2010,41	4500,52	-27186,66	7011,58	15696,21	9,57	14,08	93,26	1,66	2,01	5,17
D1	2,04	-7731,53	1034,03	4519,15	-15782,44	2110,78	9224,98	6,04	2,18	54,98	1,72	1,03	5,19
burda alta	4,29	-13140,74	1340,31	15826,68	-56410,85	5753,71	67941,09	58,42	7,70	1168,34	3,69	1,34	16,50
burda media	3,29	-12948,25	1340,31	11805,44	-42606,98	4410,37	38846,51	40,23	5,90	512,19	3,50	1,34	12,48
burda baja	0,45	-11035,78	881,74	11404,36	-4979,35	397,84	5145,65	1,13	0,35	65,79	1,58	0,88	12,08
ESTRIBOR													
D4	1,94	-7870,32	-745,52	24190,80	-15294,32	-1448,75	47009,75	4,86	1,08	1201,13	1,58	0,75	24,86
V3	1,90	-7732,54	-1662,64	17659,14	-14654,33	-3150,95	33466,72	5,60	5,24	636,74	1,72	1,66	18,33
D3	1,97	-7743,07	-942,10	17679,97	-15287,31	-1860,01	34905,92	5,76	1,76	664,84	1,71	0,94	18,35
V2	2,68	-7725,94	-1915,44	11134,55	-20675,16	-5125,85	29796,85	7,97	9,83	372,95	1,73	1,92	11,81
D2	1,49	-7724,69	-1024,22	11138,62	-11517,05	-1527,05	16607,01	4,45	1,57	207,93	1,73	1,03	11,81
V1	3,49	-7650,81	-2002,43	4491,52	-26683,26	-6983,74	15664,81	11,31	14,00	92,94	1,80	2,00	5,16
V1	3,49	-7795,14	-2010,41	4500,52	-27186,66	-7011,58	15696,21	9,57	14,11	93,26	1,66	2,01	5,17
D1	2,04	-7731,53	-1034,03	4519,15	-15782,44	-2110,78	9224,98	6,04	2,19	54,98	1,72	1,03	5,19
burda alta	4,29	-13140,74	-1340,31	15826,68	-56410,85	-5753,71	67941,09	58,42	7,72	1168,34	3,69	1,34	16,50
burda media	3,29	-12948,25	-1340,31	11805,44	-42606,98	-4410,37	38846,51	40,23	5,92	512,19	3,50	1,34	12,48
burda baja	0,45	-11035,78	-881,74	11404,36	-4979,35	-397,84	5145,65	1,13	0,35	65,79	1,58	0,88	12,08
SUBTOTAL													
JARCIA FIRME	62,52	-8659,81	0,00	11827,89	-5,41E+05	1,02E-11	7,39E+05	508,14	127,38	11768,82	2,85	1,43	13,72

5 TABLA 8.4.- ARBOLADURA: PALO, BOTAVARA, BAUPRÉS Y CRUCETAS

	<i>peso(kg)</i>	<i>centros de gravedad (mm)</i>			<i>momento=peso·distancia (kg·mm)</i>			<i>inercia= peso·dist² (kg·m²)</i>			<i>radio inercia=(I/P)^0.5(m)</i>		
ARBOLADURA		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>Mx</i>	<i>My</i>	<i>Mz</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>Rx</i>	<i>Ry</i>	<i>Rz</i>
PALO	314,36	-7765,45	0,00	10354,88	-2,44E+06	0,00E+00	3,26E+06	24475,53	9,22	61796,474	8,82	0,17	14,02
BOTAVARA	43,85	-12335,61	0,00	2240,33	-5,41E+05	0,00E+00	9,82E+04	367,77	251,73	623,28	2,90	2,40	3,77
bauprés	1,68	-179,04	189,19	1484,53	-3,02E+02	3,19E+02	2,50E+03	144,85	0,06	7,83	9,27	0,19	2,16
	1,68	-179,04	-189,19	1484,53	-3,02E+02	-3,19E+02	2,50E+03	144,85	0,06	7,83	9,27	0,19	2,16
crucetas 1	6,40	-7725,40	857,25	7872,07	-4,95E+04	5,49E+03	5,04E+04	19,08	4,70	467,4051	1,73	0,86	8,54
	6,40	-7725,40	-857,25	7872,07	-4,95E+04	-5,49E+03	5,04E+04	19,08	4,72	467,41	1,73	0,86	8,54
crucetas 2	4,73	-7721,30	888,86	14397,03	-3,65E+04	4,20E+03	6,81E+04	14,16	3,73	1073,4227	1,73	0,89	15,07
	4,73	-7721,30	-888,86	14397,03	-3,65E+04	-4,20E+03	6,81E+04	14,16	3,74	1073,42	1,73	0,89	15,07
crucetas 3	2,69	-7753,04	657,21	20921,95	-2,08E+04	1,76E+03	5,62E+04	7,75	1,16	1251,8617	1,70	0,66	21,59
	2,69	-7753,04	-657,21	20921,95	-2,08E+04	-1,76E+03	5,62E+04	7,75	1,16	1251,86	1,70	0,66	21,59
SUBTOTAL ARBOLADURA	389,21	-8212,07	0,00	9526,24	-3,20E+06	0,00	3,71E+06	25214,97	280,28	68020,786	8,05	0,85	13,22

6 TABLA 8.5.- ACASTILLAJE: WINCHES, POLEAS... y VELAS

	peso(kg)	centros de gravedad (mm)			momento=peso·distancia (kg·mm)			inercia= peso·dist ² (kg·m ²)			radio inercia=(I/P)^0.5(m)		
ACASTILLAJE		X	Y	Z	Mx	My	Mz	X	Y	Z	Rx	Ry	Rz
winches centrales	20,30	-14932,68	399,67	1322,40	-3,03E+05	8,11E+03	2,68E+04	609,86	3,23	80,64	5,48	0,40	1,99
	20,30	-14932,68	-399,67	1322,40	-3,03E+05	-8,11E+03	2,68E+04	609,86	3,26	80,64	5,48	0,40	1,99
winch central	11,80	-14670,11	0,00	655,46	-1,73E+05	0,00E+00	7,73E+03	321,35	0,00	20,75	5,22	0,00	1,33
winches laterales	20,30	-16131,28	1799,99	1150,60	-3,27E+05	3,65E+04	2,34E+04	905,75	65,70	67,34	6,68	1,80	1,82
	20,30	-16131,28	-1799,99	1150,60	-3,27E+05	-3,65E+04	2,34E+04	905,75	65,84	67,34	6,68	1,80	1,82
pedestal	5,00	-15828,18	0,00	1116,94	-7,91E+04	0,00E+00	5,58E+03	203,30	0,00	15,98	6,38	0,00	1,79
carro mayor	10,00	-17234,01	0,00	1096,13	-1,72E+05	0,00E+00	1,10E+04	605,66	0,00	31,22	7,78	0,00	1,77
poleas escota mayor	3,09	-17011,27	0,00	1872,72	-5,25E+04	0,00E+00	5,78E+03	176,48	0,00	19,98	7,56	0,00	2,54
poleas escotero	1,21	-17365,79	1274,88	1056,05	-2,10E+04	1,54E+03	1,28E+03	75,66	1,96	3,60	7,91	1,27	1,73
	1,21	-17365,79	-1274,88	1056,05	-2,10E+04	-1,54E+03	1,28E+03	75,66	1,97	3,60	7,91	1,28	1,73
raíl palo	45,33	-8048,21	0,00	15868,38	-3,65E+05	0,00E+00	7,19E+05	89,28	0,00	12400,12	1,40	0,00	16,54
grátil (carro y patines)	27,00	-8048,21	0,00	15868,38	-2,17E+05	0,00E+00	4,28E+05	53,18	0,00	7385,58	1,40	0,00	16,54
poleas pajarín	5,48	-10997,89	0,00	2098,53	-6,03E+04	0,00E+00	1,15E+04	13,10	0,00	42,02	1,55	0,00	2,77
poleas cunningham	1,21	-8366,56	-114,45	1665,57	-1,01E+04	-1,38E+02	2,01E+03	1,42	0,02	6,59	1,09	0,12	2,34
raíl génova	3,36	-10797,70	1367,45	1326,35	-3,63E+04	4,59E+03	4,46E+03	6,09	6,27	13,40	1,35	1,37	2,00
	3,36	-10797,70	-1367,45	1326,35	-3,63E+04	-4,59E+03	4,46E+03	6,09	6,29	13,40	1,35	1,37	2,00
carro génova	1,85	-10797,61	1537,27	1315,31	-1,99E+04	2,84E+03	2,43E+03	3,34	4,36	7,28	1,35	1,54	1,99
	1,85	-10797,61	-1537,27	1315,31	-1,99E+04	-2,84E+03	2,43E+03	3,34	4,37	7,28	1,35	1,54	1,99
poleas carro génova	3,94	-10832,91	1043,84	1354,95	-4,27E+04	4,11E+03	5,34E+03	7,52	4,29	16,17	1,38	1,04	2,03
	3,94	-10832,91	-1043,84	1354,95	-4,27E+04	-4,11E+03	5,34E+03	7,52	4,30	16,17	1,38	1,04	2,03
poleas reenvío génova	0,22	-15780,40	2363,89	1097,96	-3,47E+03	5,20E+02	2,42E+02	8,81	1,23	0,69	6,33	2,36	1,77
	0,22	-15780,40	-2363,89	1097,96	-3,47E+03	-5,20E+02	2,42E+02	8,81	1,23	0,69	6,33	2,36	1,77

<i>poleas escotas gennaker/spinnaker/C0</i>	2,74	-16595,16	2433,59	1091,29	-4,54E+04	6,66E+03	2,99E+03	139,62	16,19	8,49	7,14	2,43	1,76
	2,74	-16595,16	-2433,59	1091,29	-4,54E+04	-6,66E+03	2,99E+03	139,62	16,22	8,49	7,14	2,43	1,76
<i>poleas burdas</i>	3,30	-18088,98	2732,10	1469,33	-5,96E+04	9,00E+03	4,84E+03	245,90	24,59	15,09	8,64	2,73	2,14
	3,30	-18088,98	-2732,10	1469,33	-5,96E+04	-9,00E+03	4,84E+03	245,90	24,62	15,09	8,64	2,73	2,14
<i>enrollador génova (cubierta y tope)</i>	3,40	-617,71	0,00	1527,83	-2,10E+03	0,00E+00	5,19E+03	265,33	0,00	16,43	8,83	0,00	2,20
	2,24	-7631,35	0,00	27452,72	-1,71E+04	0,00E+00	6,15E+04	7,42	0,00	1771,67	1,82	0,00	28,12
<i>enrollador trinqueta (cubierta y tope)</i>	3,40	-2650,23	0,00	1544,84	-9,01E+03	0,00E+00	5,25E+03	157,28	0,00	16,69	6,80	0,00	2,22
	2,24	-7631,40	0,00	20923,85	-1,71E+04	0,00E+00	4,69E+04	7,42	0,00	1044,56	1,82	0,00	21,59
<i>enrolladores spi/genn/code0</i>	3,40	1819,76	0,00	1564,43	6,19E+03	0,00E+00	5,32E+03	431,95	0,00	16,99	11,27	0,00	2,24
	2,24	-7622,25	0,00	29705,81	-1,71E+04	0,00E+00	6,65E+04	7,50	0,00	2066,92	1,83	0,00	30,38
<i>poleas tope de palo</i>	7,08	-7878,00	0,00	25459,29	-5,58E+04	0,00E+00	1,80E+05	17,53	0,00	4834,04	1,57	0,00	26,13
<i>poleas pie de palo</i>	12,74	-7961,20	0,00	1467,82	-1,01E+05	0,00E+00	1,87E+04	28,31	0,00	58,28	1,49	0,00	2,14
<i>desviadrizas</i>	5,10	-14025,18	0,00	1219,35	-7,16E+04	0,00E+00	6,22E+03	106,76	0,00	18,23	4,57	0,00	1,89
	5,10	-7892,61	0,00	1429,10	-4,03E+04	0,00E+00	7,29E+03	12,40	0,00	22,50	1,56	0,00	2,10
<i>stoppers</i>	5,10	-14354,24	0,00	1200,49	-7,33E+04	0,00E+00	6,13E+03	122,68	0,00	17,87	4,90	0,00	1,87
<i>vela mayor desplegada</i>	60,00	-12,34	0,00	14,00	-7,40E+02	0,00E+00	8,40E+02	5345,98	0,00	28,13	9,44	0,00	0,68
<i>génova desplegado</i>	50,00	-5,79	0,00	10,21	-2,89E+02	0,00E+00	5,10E+02	4461,17	0,00	23,18	9,45	0,00	0,68
<i>spi enrollado</i>	40,00	-3,08	0,00	15,64	-1,23E+02	0,00E+00	6,26E+02	3570,98	0,00	18,84	9,45	0,00	0,69
<i>velas guardadas</i>	300,00	-5,50	0,00	0,23	-1,65E+03	0,00E+00	6,96E+01	26768,63	0,00	135,03	9,45	0,00	0,67
SUBTOTAL ACASTILLAJE	725,38	-4478,96	-0,19	2407,34	-3,25E+06	-1,38E+02	1,75E+06	46780,20	255,92	30254,97	8,03	0,59	6,46

7 TABLA 8.6.- EQUIPOS INSTALADOS

EQUIPOS	peso(kg)	centros de gravedad (mm)			momento=peso·distancia (kg·mm)			inercia= peso·dist ² (kg·m ²)			radio inercia=(I/P)^0.5(m)		
		X	Y	Z	Mx	My	Mz	X	Y	Z	Rx	Ry	Rz
<i>motor principal</i>	253,00	-11005,75	0,00	59,26	-2,78E+06	0,00E+00	1,50E+04	611,09	0,00	134,80	1,55	0,00	0,73
<i>motor auxiliar</i>	156,00	-8497,53	0,00	46,03	-1,33E+06	0,00E+00	7,18E+03	142,00	0,00	80,13	0,95	0,00	0,72
<i>bomba lastre</i>	10,00	-10672,55	482,47	-143,73	-1,07E+05	4,82E+03	-1,44E+03	14,91	2,32	2,78	1,22	0,48	0,53
	10,00	-10672,55	-482,47	-143,73	-1,07E+05	-4,82E+03	-1,44E+03	14,91	2,34	2,78	1,22	0,48	0,53
<i>potabilizadoras</i>	22,50	-14826,39	178,90	37,11	-3,34E+05	4,03E+03	8,35E+02	649,99	0,71	11,27	5,37	0,18	0,71
	22,50	-14826,39	-178,90	37,11	-3,34E+05	-4,03E+03	8,35E+02	649,99	0,73	11,27	5,37	0,18	0,71
<i>wc</i>	5,00	-10963,09	1554,28	188,36	-5,48E+04	7,77E+03	9,42E+02	11,42	12,06	3,69	1,51	1,55	0,86
<i>cocina-fregadero</i>	5,00	-14242,44	0,00	725,62	-7,12E+04	0,00E+00	3,63E+03	114,76	0,00	9,75	4,79	0,00	1,40
<i>literas</i>	5,00	-14979,57	0,00	319,96	-7,49E+04	0,00E+00	1,60E+03	152,79	0,00	4,91	5,53	0,00	0,99
<i>mesa cartas</i>	10,00	-12077,63	405,40	723,53	-1,21E+05	4,05E+03	7,24E+03	68,96	1,64	19,44	2,63	0,40	1,39
	10,00	-12077,63	-405,40	723,53	-1,21E+05	-4,05E+03	7,24E+03	68,96	1,65	19,44	2,63	0,41	1,39
<i>electrónica</i>	50,00	-12057,12	0,00	742,97	-6,03E+05	0,00E+00	3,71E+04	339,44	0,00	99,92	2,61	0,00	1,41
<i>extintor1</i>	3,00	-14443,68	395,62	246,32	-4,33E+04	1,19E+03	7,39E+02	74,76	0,47	2,52	4,99	0,39	0,92
<i>extintor2</i>	3,00	-11398,25	-395,62	69,30	-3,42E+04	-1,19E+03	2,08E+02	11,37	0,47	1,64	1,95	0,40	0,74
<i>antena radar</i>	9,50	-7309,23	0,00	7022,00	-6,94E+04	0,00E+00	6,67E+04	43,60	0,00	562,18	2,14	0,00	7,69
<i>antenas</i>	27,00	-7278,33	0,00	1571,19	-1,97E+05	0,00E+00	4,24E+04	127,52	0,00	135,70	2,17	0,00	2,24
<i>balsa salvavidas1</i>	46,00	-17583,07	0,00	737,55	-8,09E+05	0,00E+00	3,39E+04	3041,56	0,00	91,22	8,13	0,00	1,41
<i>balsa salvavidas2</i>	46,00	-15377,11	0,00	55,29	-7,07E+05	0,00E+00	2,54E+03	1615,14	0,00	24,24	5,93	0,00	0,73
<i>anclas1</i>	50,00	-15833,12	0,00	59,69	-7,92E+05	0,00E+00	2,98E+03	2036,19	0,00	26,67	6,38	0,00	0,73
<i>anclas2</i>	45,00	-1562,27	0,00	200,37	-7,03E+04	0,00E+00	9,02E+03	2800,87	0,00	34,14	7,89	0,00	0,87
<i>piloto automático</i>	25,00	-17066,65	0,00	463,97	-4,27E+05	0,00E+00	1,16E+04	1449,73	0,00	32,18	7,62	0,00	1,13
	25,00	-17416,44	0,00	463,97	-4,35E+05	0,00E+00	1,16E+04	1585,97	0,00	32,18	7,96	0,00	1,13

agua dulce emergencias	50,00	-14246,91	235,27	-93,39	-7,12E+05	1,18E+04	-4,67E+03	1149,75	2,75	16,66	4,80	0,23	0,58
	50,00	-14246,91	-235,27	-93,39	-7,12E+05	-1,18E+04	-4,67E+03	1149,75	2,79	16,66	4,80	0,24	0,58
gasoil motor principal	35,00	-13423,37	104,57	-108,31	-4,70E+05	3,66E+03	-3,79E+03	552,12	0,38	11,07	3,97	0,10	0,56
	35,00	-13423,37	-104,57	-108,31	-4,70E+05	-3,66E+03	-3,79E+03	552,12	0,39	11,07	3,97	0,11	0,56
gasoil motor auxiliar	125,00	-12230,62	207,94	-113,42	-1,53E+06	2,60E+04	-1,42E+04	965,37	5,36	38,82	2,78	0,21	0,56
	125,00	-12230,62	-207,94	-113,42	-1,53E+06	-2,60E+04	-1,42E+04	965,37	5,45	38,82	2,78	0,21	0,56
baterías	38,00	-11153,79	484,40	-115,37	-4,24E+05	1,84E+04	-4,38E+03	110,10	8,88	11,72	1,70	0,48	0,56
	38,00	-11153,79	-484,40	-115,37	-4,24E+05	-1,84E+04	-4,38E+03	110,10	8,95	11,72	1,70	0,49	0,56
bomba orza	54,00	-9105,21	0,00	-75,96	-4,92E+05	0,00E+00	-4,10E+03	6,48	0,00	19,10	0,35	0,00	0,59
sistema orza	250,00	-9904,93	0,00	-4,06	-2,48E+06	0,00E+00	-1,02E+03	51,38	0,00	111,09	0,45	0,00	0,67
viveres	112,00	-13,35	0	0,545	-1,49E+03	0,00E+00	6,10E+01	9977,03	0,00	50,46	9,44	0,00	0,67
tripulación	100,00	-15,34	1,429	1,22	-1,53E+03	1,43E+02	1,22E+02	8904,29	0,00	45,14	9,44	0,00	0,67
	100,00	-15,34	-1,429	1,22	-1,53E+03	-1,43E+02	1,22E+02	8904,29	0,00	45,14	9,44	0,00	0,67
SUBTOTAL EQUIPOS	1950,50	-9670,27	3,98	103,38	-1,89E+07	7,77E+03	2,02E+05	40119,78	57,33	1725,17	4,54	0,17	0,94

8 TABLA 8.7.- CENTRO DE GRAVEDAD E INERCIA TOTALES

	<i>peso(kg)</i>	<i>centros de gravedad (mm)</i>			<i>momento=peso·distancia (kg·mm)</i>			<i>inercia= suma inercias (kg·m²)</i>			<i>radio inercia=(I/P)^0.5(m)</i>		
		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>Mx</i>	<i>My</i>	<i>Mz</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>Rx</i>	<i>Ry</i>	<i>Rz</i>
SUBTOTAL ESTRUCTURA	1383,32	-10479,48	0,00	541,33	-1,45E+07	0,00E+00	7,49E+05	8244,95	11179,23	12435,86	2,44	2,84	3,00
SUBTOTAL APÉNDICES	3750,68	-10062,30	0,00	-3381,96	-3,77E+07	0,00E+00	-1,27E+07	2185,56	179,44	32453,59	0,76	0,22	2,94
SUBTOTAL JARCIA FIRME	62,52	-8659,81	0,00	11827,89	-5,41E+05	1,02E-11	7,39E+05	508,14	127,38	11768,82	2,85	1,43	13,72
SUBTOTAL ARBOLADURA	389,21	-8212,07	0,00	9526,24	-3,20E+06	0,00E+00	3,71E+06	25214,97	280,28	68020,79	8,05	0,85	13,22
SUBTOTAL ACASTILLAJE	725,38	-4478,96	-0,19	2407,34	-3,25E+06	-1,38E+02	1,75E+06	46780,20	255,92	30254,97	8,03	0,59	6,46
SUBTOTAL EQUIPOS	1950,50	-9670,27	3,98	103,38	-1,89E+07	7,77E+03	2,02E+05	40119,78	57,33	1725,17	4,54	0,17	0,94
TOTAL	8261,61	-9451,60	0,92	-670,67	-7,81E+07	7,63E+03	-5,54E+06	123053,61	12079,57	156659,20	3,86	1,21	4,35

1	INTRODUCCIÓN	2
2	SITUACIONES DE CARGA	
2.1	Condiciones generales	3
2.2	Situaciones de carga estudiadas	3
3	CÁLCULOS PARA CADA SITUACIÓN DE CARGA	
3.1	SC1: salida, adrizado	
3.1.1	Hidrostáticas	7
3.1.2	Curvas de estabilidad estática y dinámica	8
3.1.3	Resistencia longitudinal	9
3.2	SC2: salida, con escora	
3.2.1	Hidrostáticas	10
3.2.2	Curvas de estabilidad estática y dinámica	11
3.2.3	Resistencia longitudinal	12
3.3	SC3: llegada, adrizado	
3.3.1	Hidrostáticas	13
3.3.2	Curvas de estabilidad estática y dinámica	14
3.3.3	Resistencia longitudinal	15
3.4	SC4: llegada, con escora	
3.4.1	Hidrostáticas	16
3.4.2	Curvas de estabilidad estática y dinámica	17
3.4.3	Resistencia longitudinal	18
4	ANÁLISIS EN SITUACIÓN DE AVERÍA	20

1 INTRODUCCIÓN

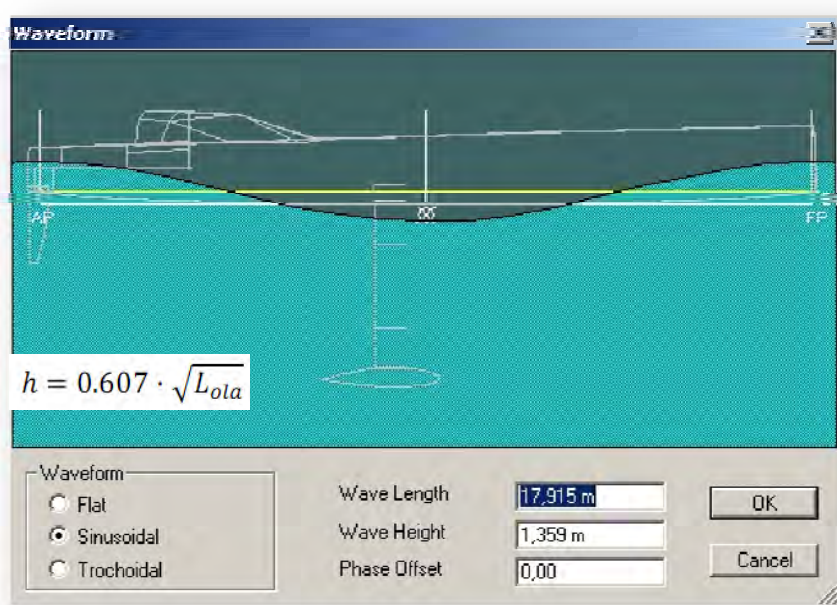
En este cuaderno se estudian las diferentes situaciones de carga en las que navegará el barco y se determinan, para cada una de ellas, las características hidrostáticas, las curvas de estabilidad estática y dinámica (con el barco flotando en aguas tranquilas y sobre una ola, respectivamente), y la resistencia longitudinal (distribución de pesos y empujes, esfuerzos cortantes y momentos flectores a lo largo de todo el barco).

Para realizar estos cálculos se emplea de nuevo el módulo Hydromax del programa Maxsurf, en el que se introduce la geometría del barco y una lista con los pesos y centros de gravedad de la estructura, tanques y equipos instalados a bordo. Para el cálculo de la resistencia longitudinal es necesario introducir la distribución longitudinal de los pesos de la forma más realista posible.

Para ello, teniendo el barco dibujado en el programa Rhinoceros se procedió a cortarlo por 22 planos transversales (que son las mismas secciones en que Hydromax divide el barco para realizar sus cálculos), y se midió el área de cada sección, diferenciando las superficies del fondo del barco, costados, cubierta y mamparos. Del Cuaderno 6 se conoce el peso por metro cuadrado de cada tipo de superficie, y así se determinó el peso total de la estructura de cada sección.

Se añadieron el resto de los pesos (sólo los superiores a 5 kg de peso, incluyendo los refuerzos longitudinales del casco), con sus centros de gravedad, los más pequeños se consideran como masas puntuales (por ejemplo, los winches), mientras que los de mayor dimensión se introducen junto con su longitud, para que el programa calcule la distribución longitudinal de las cargas de la forma más precisa posible (los motores, la botavara, los refuerzos, etcétera).

Para el estudio de la estabilidad dinámica, se introduce una ola sinusoidal de longitud la eslora en flotación del barco y cuya altura viene dada según la expresión:



2 SITUACIONES DE CARGA

2.1 Condiciones generales

Para un cálculo más realista y detallado de los datos de este cuaderno se va a suponer que el barco va a participar en la Barcelona World Race, regata de vuelta al mundo sin escalas y por parejas, que es más larga que la Vendée Globe por salir y llegar a Barcelona, ya que hay que recorrer el Mediterráneo. En la última edición, se dio la salida el 31 de diciembre y el penúltimo barco llegó el 22 de abril, es decir 112 días después (el último llegó el 12 de mayo, pero se trataba de un barco muy antiguo y con tripulación amateur, por lo que no se tiene en cuenta para estos cálculos). Esta cifra se usará para calcular la cantidad de víveres embarcada.

El número de velas que se pueden embarcar en las regatas de la Clase IMOCA está limitado a 10 velas, y se supone un peso medio de unos 45 kg, por lo que el peso total de las velas es de 450 kg. Al introducir los datos en Hydromax se supone la condición de ceñida con la vela mayor y el génova izados, y el spinnaker izado pero enrollado. El resto de velas se considera estibado en el compartimento estanco C3, justo a proa del palo.

El peso de la tripulación se estima en 100 kg por persona, uno situado en la bañera, en crujía, y el otro durmiendo en la litera de barlovento.

Estas condiciones se consideran generales y válidas para cualquier situación de carga. A continuación se detallan las cuatro situaciones que se han considerado para el estudio de este Cuaderno:

2.2 Situaciones de carga estudiadas

Se analizan cuatro situaciones de carga distintas: **salida y llegada**, **barco adrizado** (sin escora) y **navegación con escora** y la orza desplazada a barlovento (37° máximo) con todos los tanques de lastre llenos.

En realidad, en un barco de regatas como éste, es poca la diferencia de pesos entre la salida y la llegada, ya que los únicos pesos consumibles son el combustible del motor auxiliar y los víveres. El agua dulce de emergencia y el combustible para el motor principal no se utilizan durante la regata, estando destinados a situaciones de emergencia (el agua dulce de consumo diario se va produciendo según se necesite con las potabilizadoras). En la condición de llegada se supone una cantidad del 10% de ambos pesos con respecto a la condición de salida.

Los víveres se estiman en 0.5 kg por persona y día, ya que es habitual que los regatistas oceánicos se alimenten a base de productos liofilizados que pesan y ocupan

muy poco a bordo. Considerando 112 días de competición, el peso total de los víveres embarcados en la salida es de 112 kg.

Con respecto al combustible para el motor auxiliar, ya se dijo en el Cuaderno 7 que no se conoce la autonomía necesaria hasta que no se realice el balance eléctrico en el Cuaderno 11. Mientras tanto se estima el combustible embarcado en 250 litros, que, con una densidad de 0.85 kg/m^3 resulta en un peso de 213.1 kg.

El peso del agua de lastre es calculado por el programa Hydromax, que dispone de una función de dibujo de tanques que automáticamente se recortan con la geometría del barco y se integran para calcular su volumen real. Los tanques se añaden a la situación de carga, eligiendo la densidad del fluido y el porcentaje de llenado, calculando así el peso. Los tanques de este barco suman un total de 7126 kg.

La orza y el bulbo no cambian de peso, lógicamente, pero sí varían sus centros de gravedad cuando se desplazan hacia cada banda.

El resto de pesos no se modifican para las cuatro situaciones de carga estudiadas, ya que son pesos fijos.

En la tabla siguiente se resumen las cuatro condiciones estudiadas:

Tabla 9. 1 Descripción de las situaciones de carga estudiadas

	SC 1	SC 2	SC 3	SC 4
	salida adrizado	salida, con escora	llegada adrizado	llegada, con escora
tanques gasoil (%)	100	100	10	10
viveres (kg)	100	100	10	10
tanques lastre (%)	0	100	0	100
orza (grados)	0	37	0	37

Se muestra como ejemplo la relación de pesos y centros de gravedad de la Situación de Carga 2, diferenciando los pesos fijos, iguales para cada situación de carga, y los que varían. Los pesos están expresados en kg, y las posiciones de los centros de gravedad en m medidos desde la perpendicular de proa en la flotación. Las columnas X_{popa} y X_{proa} indican las coordenadas a lo largo de las cuales está apoyado cada elemento.

Tabla 9. 2 Relación de pesos para la situación de carga 2

elemento	cantidad	peso unitario	peso total	X_g	X_{popa}	X_{proa}	Y_g	Z_g
FIJOS PARA CADA SITUACIÓN DE CARGA								
sección1	1	17,6	17,6	-0,422	-0,794	0	0	0,803
sección2	1	18,8	18,8	-1,209	-1,588	-0,794	0	0,842
sección3	1	33,1	33,1	-2,021	-2,382	-1,588	0	0,794
sección4	1	34,2	34,2	-2,793	-3,176	-2,382	0	0,736
sección5	1	35,2	35,2	-3,587	-3,97	-3,176	0	0,692
sección6	1	57,4	57,4	-4,382	-4,764	-3,97	0	0,657
sección7	1	46,2	46,2	-5,177	-5,558	-4,764	0	0,628
sección8	1	49,6	49,6	-5,972	-6,352	-5,558	0	0,602
sección9	1	74,2	74,2	-6,841	-7,146	-6,352	0	0,623
sección10	1	49,1	49,1	-7,562	-7,94	-7,146	0	0,708
sección11	1	51,2	51,2	-8,358	-8,734	-7,94	0	0,664
sección12	1	75,5	75,5	-9,194	-9,528	-8,734	0	0,658
sección13	1	54,2	54,2	-9,95	-10,322	-9,528	0	0,636
sección14	1	60,2	60,2	-10,745	-11,116	-10,322	0	0,622
sección15	1	85,7	85,7	-11,538	-11,91	-11,116	0	0,561
sección16	1	68,5	68,5	-12,339	-12,704	-11,91	0	0,537
sección17	1	79,3	79,3	-13,118	-13,498	-12,704	0	0,584
sección18	1	73,5	73,5	-13,929	-14,292	-13,498	0	0,619
sección19	1	105,9	105,9	-14,655	-15,086	-14,292	0	0,657
sección20	1	65,9	65,9	-15,516	-15,88	-15,086	0	0,491
sección21	1	77,4	77,4	-16,233	-16,674	-15,88	0	0,395
sección22	1	63,6	63,6	-17,11	-17,468	-16,674	0	0,398
sección23	1	51,1	51,1	-17,87	-18,262	-17,468	0	1,601
refuerzo L1	1	5,5	5,5	-4,668	-7,571	-0,85	0	-0,156
refuerzo L2	2	9,3	18,6	-8,52	-14,531	-3,99	0	-0,178
refuerzo L3	2	8,8	17,7	-8,313	-18,277	-1,048	0	-0,095
SUBTOTAL			1369,2	-10,484			0	0,62
orza	1	1400	1400	-9,869	-10,281	-9,583	0	-2,205
bulbo	1	2311	2311	-9,999	-10,281	-9,583	0	-4,285
SUBTOTAL			3711	-9,95			0	-3,5
palo	1	314,4	314,4	-7,765	-7,934	-7,632	0	10,355
botavara	1	43,8	43,8	-12,336	-16,861	-7,797	0	2,24
vela mayor	1	60	60	-12,336	-16,861	-7,797	0	14
génova	1	50	50	-5,786	-8,831	-0,622	0	10,208
spi enrollado	1	40	40	-3,079	-7,99	1,83	0	15,639
velas guardadas	1	300	300	-5,5	-7,01	-3,99	0	0,232
jarcia firme	1	62,5	62,5	-8,66	-8,66	-8,66	0	11,828
crucetas 1	2	6,4	12,8	-7,725	-7,725	-7,725	0	7,872
crucetas 2	2	4,8	9,5	-7,721	-7,721	-7,721	0	14,397
crucetas 3	2	2,7	5,4	-7,753	-7,753	-7,753	0	20,922

<i>grátil mayor</i>	1	72	72	-8,048	-8,048	-8,048	0	15,868
<i>winches centrales</i>	2	20,3	40,6	-14,933	-14,933	-14,933	0	1,322
<i>winch central</i>	1	11,8	11,8	-14,67	-14,67	-14,67	0	0,655
<i>winches laterales</i>	2	20,3	40,6	-16,131	-16,131	-16,131	0	1,151
SUBTOTAL			1063,4	-8,043			0	7,278
<i>motor principal</i>	1	253	253	-11,006	-11,481	-10,531	0	0,059
<i>motor auxiliar</i>	1	156	156	-8,498	-8,868	-8,128	0	0,046
<i>potabilizadoras</i>	2	22,5	45	-14,826	-15,1	-14,551	0	0,037
<i>electrónica</i>	1	50	50	-12,057	-12,614	-11,5	0	0,743
<i>mesa cartas</i>	2	10	20	-12,057	-12,614	-11,5	0	0,743
<i>balsa salvavidas1</i>	1	46	46	-17,583	-17,856	-17,31	0	0,738
<i>balsa salvavidas2</i>	1	46	46	-15,377	-15,65	-15,104	0	0,055
<i>anclas1</i>	1	50	50	-15,833	-16,033	-15,633	0	0,06
<i>anclas2</i>	1	45	45	-0,5	-1	0	0	0,2
<i>piloto automático</i>	2	25	50	-17,067	-17,067	-17,067	0	0,464
<i>agua dulce emergencias</i>	2	50	100	-14,247	-14,55	-13,944	0	-0,093
<i>gasoil motor ppal</i>	2	35	70	-13,423	-13,799	-13,048	0	-0,108
<i>baterías</i>	2	38	76	-11,154	-11,415	-10,893	0	-0,115
<i>bomba orza</i>	1	54	54	-9,105	-9,425	-8,785	0	-0,076
<i>sistema orza</i>	1	250	250	-9,905	-10,512	-9,298	0	-0,004
SUBTOTAL			1311	-11,43			0	0,089
<i>timonel</i>	1	100	100	-15,072	-15,272	-14,872	0	1,455
<i>tripulante descansando</i>	1	100	100	-14,826	-15,979	-13,981	1,576	0,483

VARIABLES CON CADA SITUACIÓN DE CARGA

LP1	100%	1797	1797	-10,527			-2,064	0,686
LP2	100%	1501,3	1501,3	-12,266			-2,182	0,651
LP3	100%	1512,6	1512,6	-13,783			-2,253	0,629
LP4	100%	1317,8	1317,8	-15,258			-2,316	0,618
LP5	100%	1165,7	1165,7	-16,729			-2,369	0,62
SUBTOTAL			7294,5	-13,406			-2,222	0,644
<i>gasoil babor</i>	100%	109,8	109,8	-12,171			-0,203	-0,122
<i>gasoil estribor</i>	100%	110	110	-12,171			0,203	-0,122
SUBTOTAL			219,7	-12,171			0	-0,122
<i>viveres</i>	1	112	112	-13,347	-14,532	-12,163	0	0,545

TOTAL SC 2			15280,8	-11,764			-1,05	0,042
-------------------	--	--	----------------	----------------	--	--	--------------	--------------

En los epígrafes siguientes se muestran los datos calculados para cada situación de carga.

3 CÁLCULOS PARA CADA SITUACIÓN DE CARGA

Se presentan a continuación los siguientes datos calculados para cada una de las cuatro situaciones de carga establecidas:

- características hidrostáticas del barco en su posición de equilibrio
- curva de estabilidad estática a grandes ángulos
- curva de estabilidad dinámica a grandes ángulos
- distribución longitudinal de pesos, empujes, esfuerzos cortantes y momentos flectores

3.1 SC1: salida, adrizado

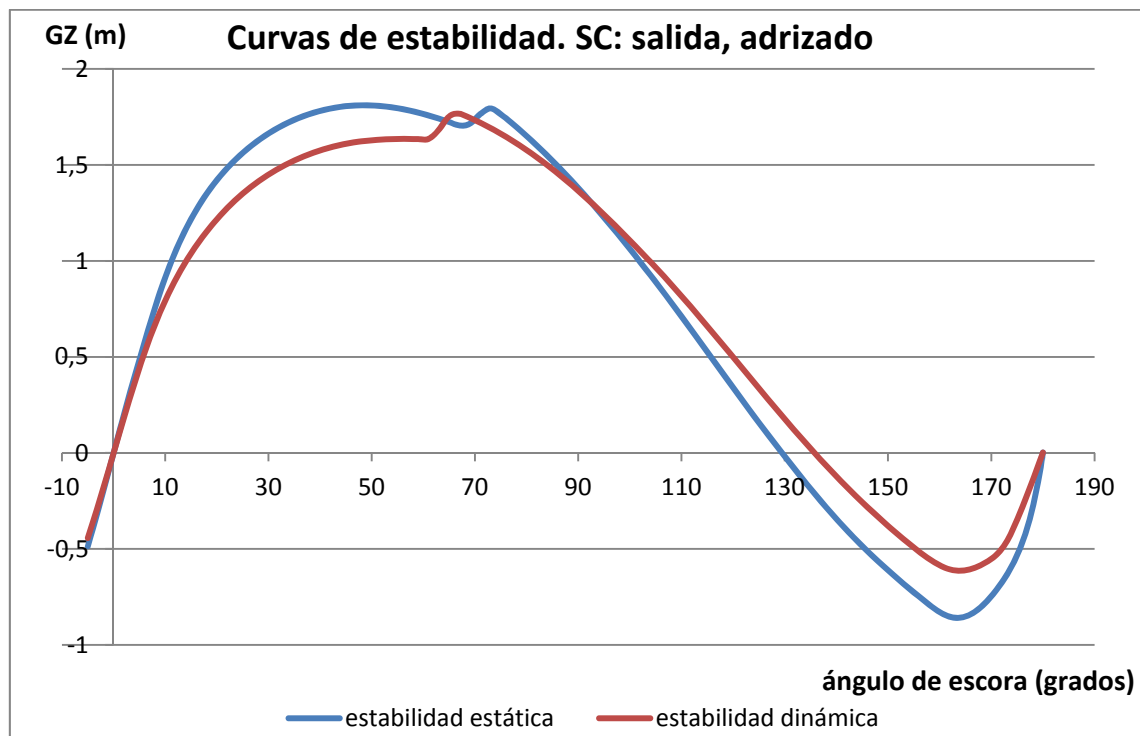
3.1.1 Hidrostáticas

Tabla 9. 3 Características hidrostáticas del barco en la Situación de Carga 1

calado en maestra	0,269	m
desplazamiento	7986	kg
escora a estribor	0,2	grados
calado en perpendicular popa	0,285	m
calado en perpendicular proa	0,252	m
calado en LCF	0,265	m
trimado (+ a popa)	-0,033	m
eslora flotación	18,285	m
manga flotación	4,278	m
superficie mojada	58,242	m ²
área de flotación	47,262	m ²
coeficiente prismático	0,306	
coeficiente de bloque	0,025	
coeficiente de área de la maestra	0,091	
coeficiente del área de flotación	0,67	
LCB desde perpendicular popa	-10,264	m
LCF desde perpendicular proa	-10,924	m
KB	-0,048	m
KG fluidos tanques	-0,242	m
BM _t	5,41	m
BM _L	107,633	m
GM _t corregido	5,604	m
GM _L corregido	107,827	m
KM _t	5,362	m
KM _L	107,585	m

toneladas por centímetro de inmersión	0,484	T/cm
momento para trimar un cm	0,481	T·m
momento adrizante a 1º= =GMt.Δ.sin(1)	781,061	kg·m
máxima inclinación de cubierta	0,2	deg
trimado (+ a popa)	-0,1	grados

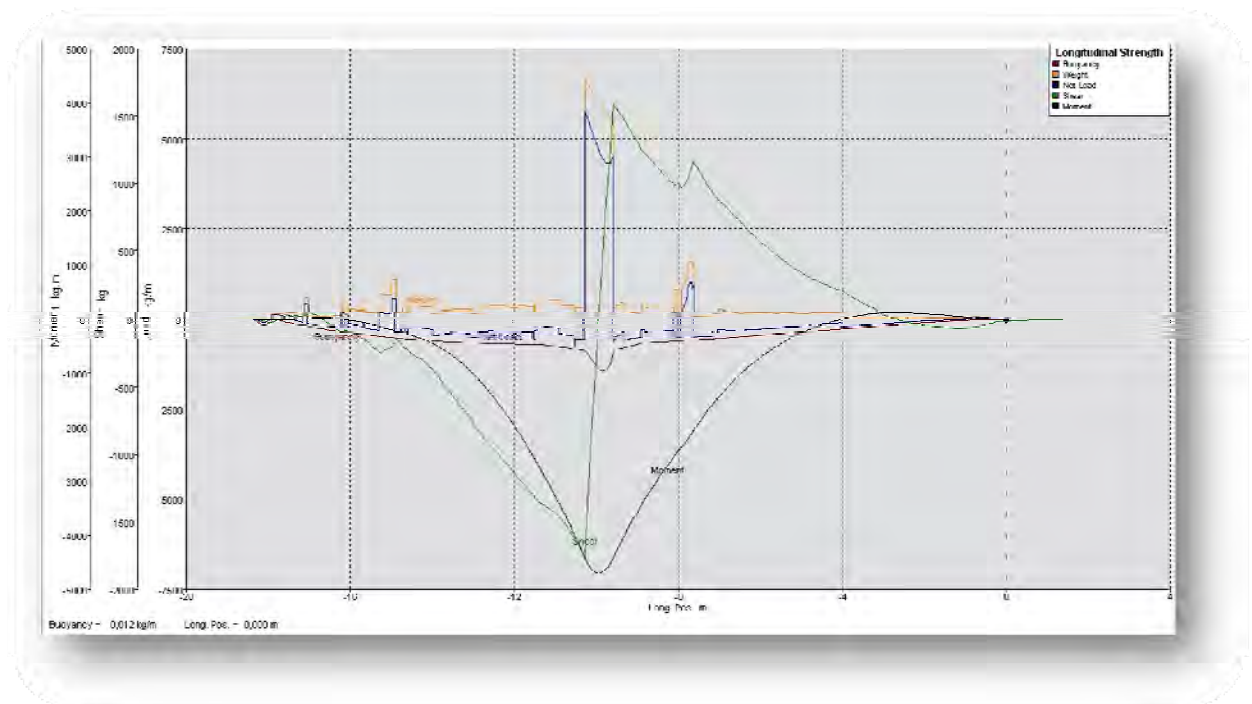
3.1.2 Curvas de estabilidad estática y dinámica



Gráfica 9. 1 Curvas de estabilidad estática y dinámica para la Situación de Carga 1

Se puede observar cómo la estabilidad del barco disminuye cuando se encuentra flotando en posición de arrufo sobre el seno de una ola.

3.1.3 Resistencia longitudinal



Gráfica 9. 2 Curvas de la distribución longitudinal del peso, empuje, esfuerzos cortantes y momentos flectores para la Situación de Carga 1

Los valores correspondientes a las curvas de la gráfica anterior son:

Tabla 9. 4 Valores de la resistencia longitudinal de cada sección para la Situación de Carga 1

sección	Xg (m)	flotabilidad (kg/m)	peso (kg/m)	carga neta = P-F (kg/m)	esfuerzo cortante (kg)	momento flector (kg·m)
23	-17,831	14,351	148,921	134,569	-17,624	-5,301
22	-16,932	209,638	72,389	-137,25	49,178	13,614
21	-16,032	371,842	254,658	-117,184	-90,209	-12,517
20	-15,133	490,572	661,219	170,647	-224,881	-164,577
19	-14,233	577,364	333,311	-244,053	-307,824	-366,021
18	-13,334	638,737	256,334	-382,403	-630,668	-778,017
17	-12,434	678,022	354,015	-324,007	-984,655	-1512,04
16	-11,535	697,653	336,312	-361,34	-1306,3	-2541,08
15	-10,635	808,784	353,022	-455,762	-1572,94	-3823,93
14	-9,736	1377,667	5697,781	4320,114	927,378	-4604,34
13	-8,836	655,811	370,984	-284,827	1227,324	-3358,25
12	-7,937	597,635	98,957	-498,679	971,491	-2380,33
11	-7,037	536,054	157,716	-378,337	884,886	-1457,48
10	-6,138	464,026	181,712	-282,314	608,644	-786,13
9	-5,238	384,469	174,224	-210,246	385,028	-344,27
8	-4,339	300,935	185,407	-115,528	237,915	-71,39

7	-3,439	217,317	53,532	-163,785	100,082	87,309
6	-2,54	138,255	50,057	-88,198	-11,241	122,115
5	-1,64	69,341	40,52	-28,822	-57,612	87,438
4	-0,741	18,398	76,321	57,923	-55,103	30,308
3	-0,351	5,117	70,706	65,589	-30,921	13,462
2	-0,101	0,681	68,074	67,393	-14,225	7,823
1	-0,043	0,271	67,47	67,199	-10,358	7,12
0	0,007	0	4,075	4,075	-7,431	6,687
-1	0,057	0	4,075	4,075	-7,227	6,323
-2	0,107	0	4,075	4,075	-7,023	5,969

3.2 SC2: salida, con escora

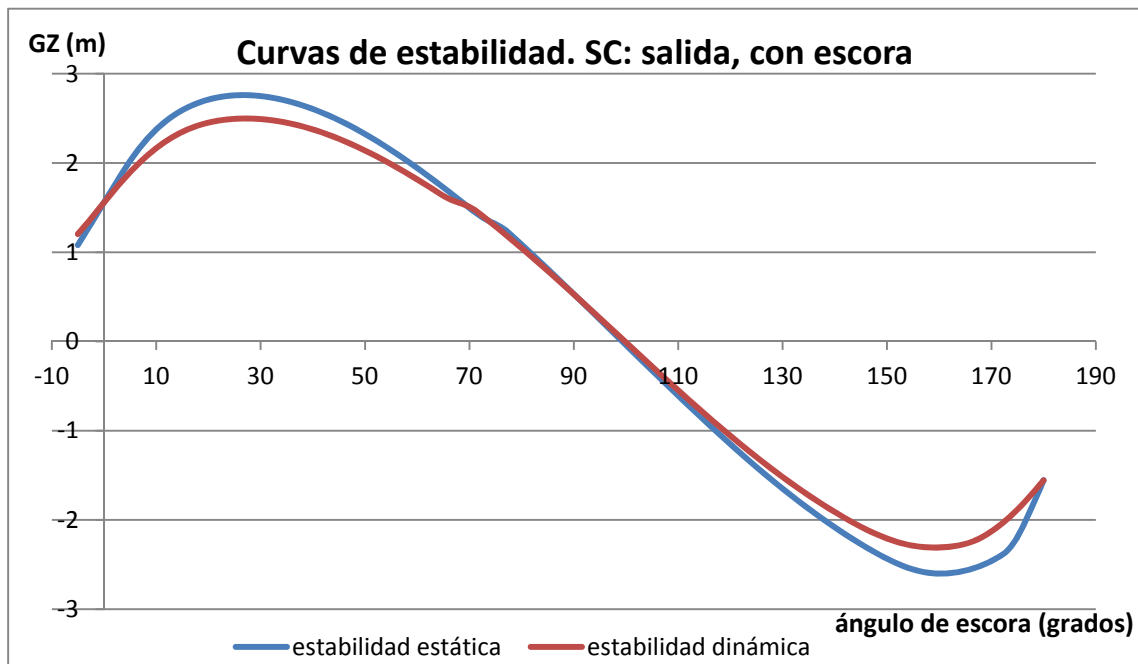
3.2.1 Hidrostáticas

Tabla 9. 5 Características hidrostáticas del barco en la Situación de Carga 2

calado en maestra	0,284	m
desplazamiento	15281	kg
escora a estribor	13	grados
calado en perpendicular popa	0,245	m
calado en perpendicular proa	0,322	m
calado en LCF	0,293	m
trimado (+ a popa)	0,077	m
eslora flotación	18,031	m
manga flotación	5,24	m
superficie mojada	63,459	m ²
área de flotación	49,851	m ²
coeficiente prismático	0,453	
coeficiente de bloque	0,049	
coeficiente de área de la maestra	0,119	
coeficiente del área de flotación	0,724	
LCB desde perpendicular popa	-11,764	m
LCF desde perpendicular proa	-11,161	m
KB	0,009	m
KG fluidos tanques	0,308	m
BM _t	3,354	m
BM _L	63,019	m
GM _t corregido	3,291	m
GM _L corregido	62,957	m
KM _t	3,363	m

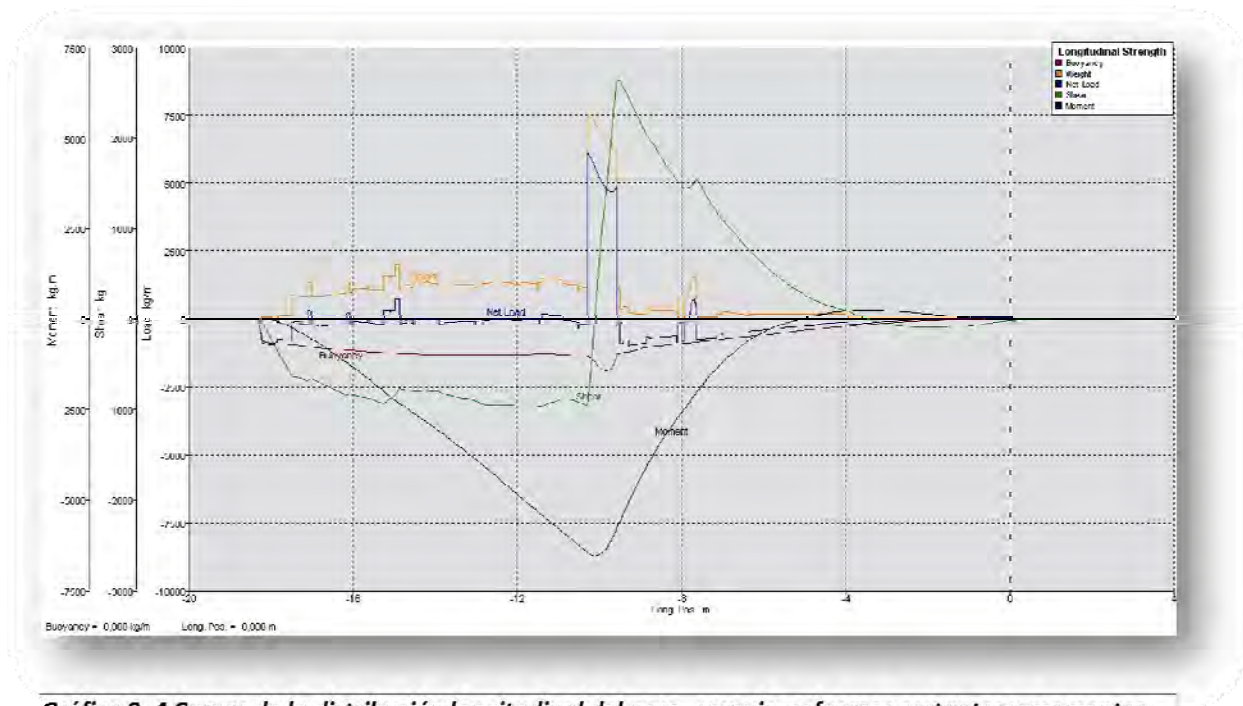
KM_L	63,028	m
toneladas por centímetro de inmersión	0,511	T/cm
momento para trimar un cm	0,537	T·m
momento adrizante a 1°= $=GMt.\Delta.\sin(1)$	877,723	kg·m
máxima inclinación de cubierta	13	deg
trimado (+ a popa)	0,2	grados

3.2.2 Curvas de estabilidad estática y dinámica



Gráfica 9. 3 Curvas de estabilidad estática y dinámica para la Situación de Carga 2

3.2.3 Resistencia longitudinal



Gráfica 9. 4 Curvas de la distribución longitudinal del peso, empuje, esfuerzos cortantes y momentos flectores para la Situación de Carga 2

Los valores correspondientes a las curvas de la gráfica anterior son:

Tabla 9. 6 Valores de la resistencia longitudinal de cada sección para la Situación de Carga 2

sección	Xg (m)	flotabilidad (kg/m)	peso (kg/m)	carga neta = P-F (kg/m)	esfuerzo cortante (kg)	momento flector (kg·m)
23	-17,831	924,899	148,921	-775,978	-373,581	-80,201
22	-16,932	1057,322	834,675	-222,646	-680,539	-624,695
21	-16,032	1172,756	1092,561	-80,195	-839,461	-1323,87
20	-15,133	1265,834	1584,583	318,75	-893,406	-2121,18
19	-14,233	1319,55	1316,022	-3,528	-797,701	-2849,64
18	-13,334	1344,491	1257,406	-87,085	-878,195	-3596,65
17	-12,434	1340,091	1348,465	8,374	-952,32	-4429,8
16	-11,535	1306,716	1297,33	-9,385	-964,858	-5291,75
15	-10,635	1354,71	1266,975	-87,735	-906,024	-6121,83
14	-9,736	1851,874	6535,682	4683,807	1925,004	-6153,04
13	-8,836	1052,973	370,984	-681,989	2027,213	-4038,7

12	-7,937	914,409	98,957	-815,452	1450,152	-2490,84
11	-7,037	772,133	157,716	-614,417	1114,996	-1254,33
10	-6,138	622,296	181,712	-440,584	661,739	-460,52
9	-5,238	471,295	174,224	-297,071	328,509	-24,678
8	-4,339	326,349	185,407	-140,942	131,826	171,266
7	-3,439	195,476	53,532	-141,945	-6,392	231,503
6	-2,54	91,977	50,057	-41,92	-84,55	184,101
5	-1,64	28,489	40,52	12,03	-89,997	102,568
4	-0,741	0,603	76,321	75,718	-60,124	30,466
3	-0,351	0	70,706	70,706	-31,603	12,796
2	-0,101	0	68,074	68,074	-14,255	7,172
1	-0,043	0	67,47	67,47	-10,363	6,488
0	0,007	0	4,075	4,075	-7,43	6,071
-1	0,057	0	4,075	4,075	-7,226	5,724
-2	0,107	0	4,075	4,075	-7,023	5,387

3.3 SC3: llegada, adrizado

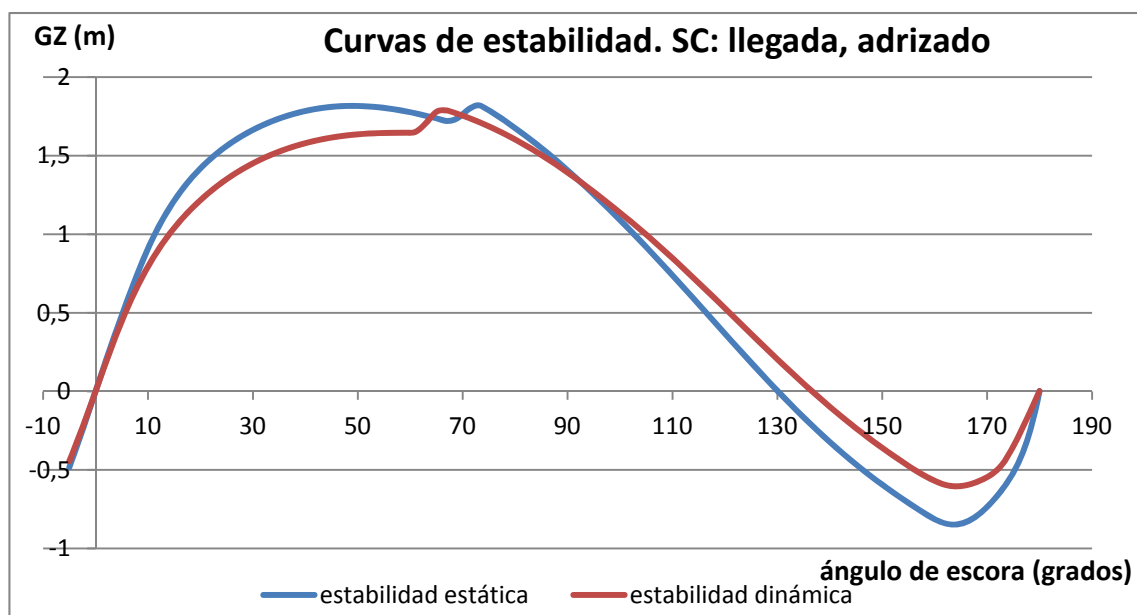
3.3.1 Hidrostáticas

Tabla 9. 7 Características hidrostáticas del barco en la Situación de Carga 3

calado en maestra	0,263	m
desplazamiento	7688	kg
escora a estribor	0,2	grados
calado en perpendicular popa	0,285	m
calado en perpendicular proa	0,242	m
calado en LCF	0,259	m
trimado (+ a popa)	-0,043	m
eslora flotación	18,285	m
manga flotación	4,283	m
superficie mojada	57,322	m ²
área de flotación	46,392	m ²
coeficiente prismático	0,299	
coeficiente de bloque	0,024	
coeficiente de área de la maestra	0,09	
coeficiente del área de flotación	0,667	
LCB desde perpendicular proa	-10,177	m
LCF desde perpendicular proa	-10,852	m
KB	-0,06	m
KG fluidos tanques	-0,264	m
BM _t	5,369	m

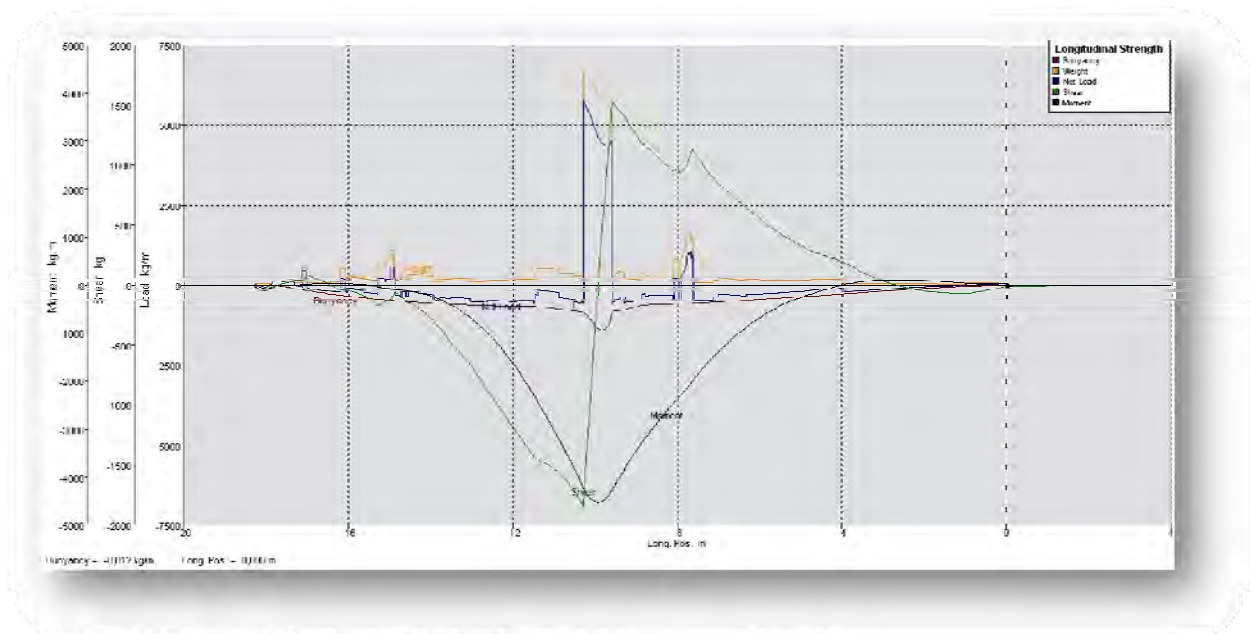
BM_L	108,505	m
GM_t corregido	5,573	m
GM_L corregido	108,71	m
KM_t	5,309	m
KM_L	108,446	m
toneladas por centímetro de inmersión	0,476	T/cm
momento para trimar un cm	0,467	T·m
momento adrizante a 1°= =GM_t.Δ.sin(1)	747,75	kg·m
máxima inclinación de cubierta	0,2	deg
trimado (+ a popa)	-0,1	grados

3.3.2 Curvas de estabilidad estática y dinámica



Gráfica 9. 5 Curvas de estabilidad estática y dinámica para la Situación de Carga 3

3.3.3 Resistencia longitudinal



Gráfica 9. 6 Curvas de la distribución longitudinal del peso, empuje, esfuerzos cortantes y momentos flectores para la Situación de Carga 3

Los valores correspondientes a las curvas de la gráfica anterior son:

Tabla 9. 8 Valores de la resistencia longitudinal de cada sección para la Situación de Carga 3

sección	Xg (m)	flotabilidad (kg/m)	peso (kg/m)	carga neta = P- F (kg/m)	esfuerzo cortante (kg)	momento flector (kg·m)
23	-17,831	6,386	148,921	142,535	-16,824	-4,776
22	-16,932	178,73	72,389	-106,341	73	24,902
21	-16,032	339,328	254,658	-84,671	-37,597	33,842
20	-15,133	458,612	661,219	202,607	-143,179	-56,976
19	-14,233	546,842	295,356	-251,486	-209,326	-173,075
18	-13,334	610,142	218,343	-391,799	-539,706	-498,933
17	-12,434	651,665	169,128	-482,537	-965,277	-1167,56
16	-11,535	673,76	191,141	-482,619	-1405,96	-2235,1
15	-10,635	787,5	353,022	-434,479	-1656,57	-3601,27
14	-9,736	1359,068	5697,781	4338,712	861,689	-4447,86
13	-8,836	639,909	370,984	-268,925	1177,15	-3252,9
12	-7,937	584,377	98,957	-485,42	934,426	-2313,24
11	-7,037	525,327	157,716	-367,611	858,598	-1417,92
10	-6,138	455,661	181,712	-273,949	590,928	-765,406

9	-5,238	378,249	174,224	-204,026	373,852	-335,6
8	-4,339	296,587	185,407	-111,18	231,469	-69,724
7	-3,439	214,538	53,532	-161,007	96,816	85,509
6	-2,54	136,71	50,057	-86,653	-12,587	119,121
5	-1,64	68,675	40,52	-28,156	-57,99	84,524
4	-0,741	18,25	76,321	58,071	-55,142	28,038
3	-0,351	5,078	70,706	65,627	-30,926	11,53
2	-0,101	0,676	68,074	67,399	-14,225	6,112
1	-0,043	0,268	67,47	67,202	-10,358	5,46
0	0,007	0	4,075	4,075	-7,431	5,071
-1	0,057	0	4,075	4,075	-7,227	4,751
-2	0,107	0	4,075	4,075	-7,023	4,442

3.4 SC4: llegada, con escora

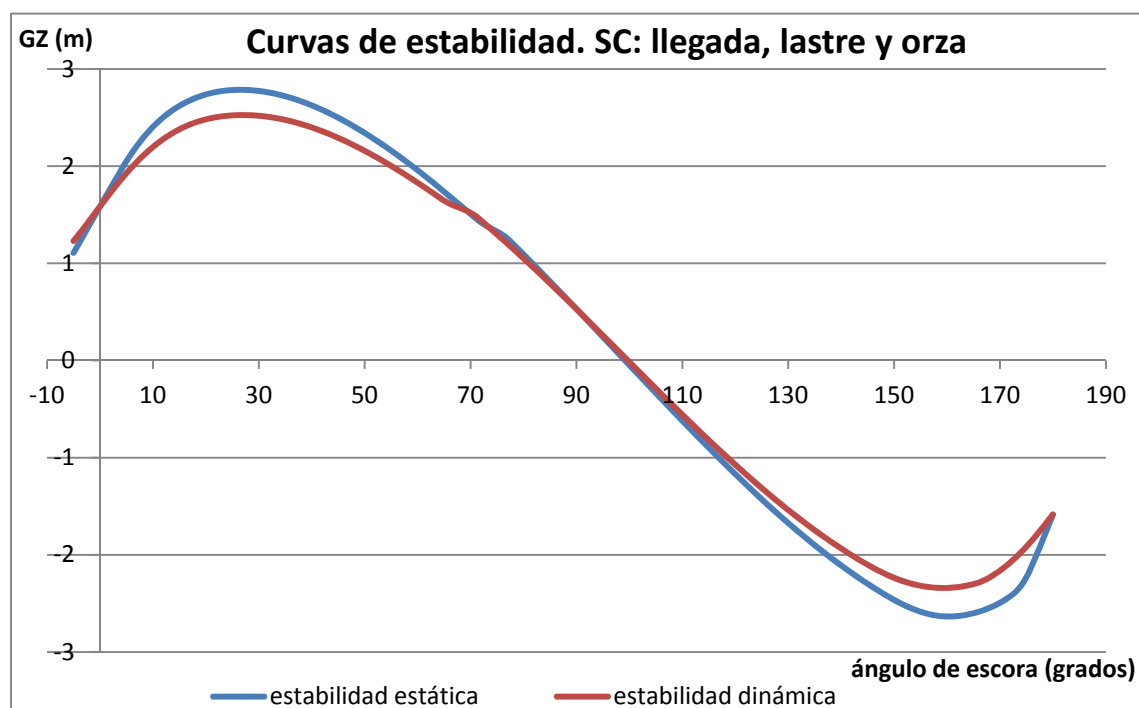
3.4.1 Hidrostáticas

Tabla 9. 9 Características hidrostáticas del barco en la Situación de Carga 4

calado en maestra	0,275	m
desplazamiento	14982	kg
escora a estribor	13,3	grados
calado en perpendicular popa	0,244	m
calado en perpendicular proa	0,306	m
calado en LCF	0,282	m
trimado (+ a popa)	0,062	m
eslora flotación	18,02	m
manga flotación	5,255	m
superficie mojada	62,788	m ²
área de flotación	49,215	m ²
coeficiente prismático	0,449	
coeficiente de bloque	0,049	
coeficiente de área de la maestra	0,12	
coeficiente del área de flotación	0,726	
LCB desde perpendicular proa	-11,748	m
LCF desde perpendicular proa	-11,141	m
KB	-0,003	m
KG fluidos tanques	0,308	m
BM _t	3,308	m
BM _L	63,47	m

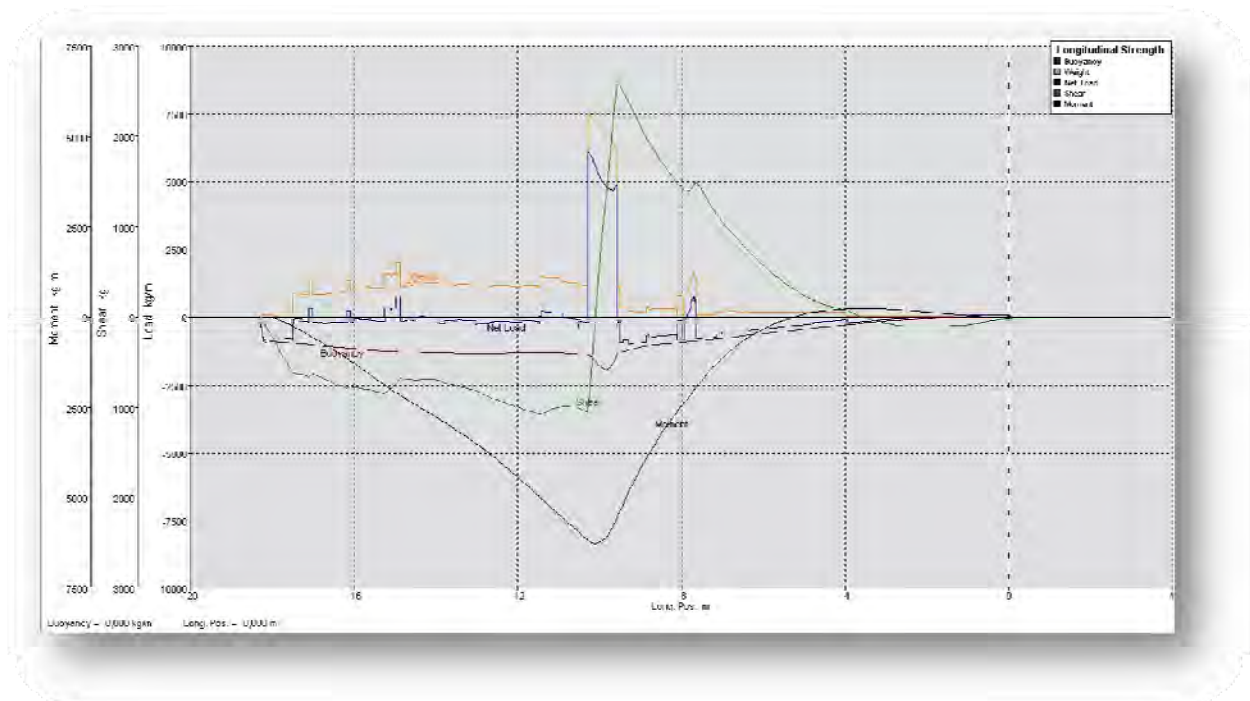
GM_t corregido	3,245	m
GM_L corregido	63,407	m
KM_t	3,305	m
KM_L	63,467	m
toneladas por centímetro de inmersión	0,504	T/cm
momento para trimar un cm	0,53	T·m
momento adrizante a 1°= =GM_t·Δ·sin(1)	848,496	kg·m
máxima inclinación de cubierta	13,3	deg
trimado (+ a popa)	-0,1	grados

3.4.2 Curvas de estabilidad estática y dinámica



Gráfica 9. 7 Curvas de estabilidad estática y dinámica para la Situación de Carga 4

3.4.3 Resistencia longitudinal



Gráfica 9. 8 Curvas de la distribución longitudinal del peso, empuje, esfuerzos cortantes y momentos flectores para la Situación de Carga 4

Tabla 9. 10 Valores de la resistencia longitudinal de cada sección para la Situación de Carga

sección	Xg (m)	flotabilidad (kg/m)	peso (kg/m)	carga neta = P-F (kg/m)	esfuerzo cortante (kg)	momento flector (kg·m)
23	-17,831	893,959	148,921	-745,038	-360,65	-77,258
22	-16,932	1026,456	834,675	-191,78	-639,961	-597,298
21	-16,032	1141,845	1092,561	-49,283	-770,975	-1247,09
20	-15,133	1235,056	1584,583	349,527	-796,524	-1969,62
19	-14,233	1291,206	1278,067	-13,139	-685,531	-2600,16
18	-13,334	1319,047	1219,415	-99,632	-775,964	-3250,2
17	-12,434	1317,802	1163,396	-154,406	-924,765	-4009,64
16	-11,535	1287,637	1152,618	-135,02	-1060,55	-4905,07
15	-10,635	1338,729	1266,975	-71,754	-990,245	-5817,39
14	-9,736	1836,048	6535,682	4699,633	1855,024	-5917,69
13	-8,836	1040,812	370,984	-669,828	1969,096	-3860,45
12	-7,937	903,644	98,957	-804,687	1402,325	-2359,81

11	-7,037	762,508	157,716	-604,792	1076,322	-1161,79
10	-6,138	613,626	181,712	-431,914	631,283	-398,669
9	-5,238	463,49	174,224	-289,267	305,458	13,5
8	-4,339	319,408	185,407	-134,001	115,411	192,087
7	-3,439	189,508	53,532	-135,976	-16,988	240,575
6	-2,54	86,822	50,057	-36,766	-90,138	186,274
5	-1,64	25,292	40,52	15,228	-91,755	101,904
4	-0,741	0,113	76,321	76,209	-60,149	29,511
3	-0,351	0	70,706	70,706	-31,603	11,986
2	-0,101	0	68,074	68,074	-14,255	6,455
1	-0,043	0	67,47	67,47	-10,363	5,791
0	0,007	0	4,075	4,075	-7,43	5,394
-1	0,057	0	4,075	4,075	-7,226	5,065
-2	0,107	0	4,075	4,075	-7,023	4,747

4 ANÁLISIS EN SITUACIÓN DE AVERÍA

Las Reglas de Clase IMOCA establecen unas condiciones que ha de cumplir el barco en caso de avería, que son la insumergibilidad del barco en cualquier situación, y que, en caso de vuelco, todo el espejo de popa quede fuera del agua, de modo que se pueda usar la escotilla de escape.

En el Cuaderno 3 de este proyecto se realizó un estudio completo de ambas condiciones, que se cumplen gracias a la reserva de flotabilidad del barco.

1	INTRODUCCIÓN	3
2	EQUIPOS OBLIGATORIOS	
2.1	Equipos de seguridad	4
2.1.1	Agua dulce	4
2.1.2	Bombas de achique	4
2.1.3	Balsa salvavidas	5
2.1.4	Señales pirotécnicas	5
2.1.5	Boyas de vida	6
2.1.6	Chalecos, arneses y líneas de vida	6
2.1.7	EPIRBs	6
2.1.8	Extintores	6
2.1.9	Equipos de fondeo	7
2.2	Equipos de comunicaciones	7
2.2.1	Radar y AIS	7
2.2.2	Equipos de radio y satélite	8
2.3	Equipos de navegación	8
2.3.1	Posicionamiento	8
2.3.2	Luces de navegación	8
2.3.3	Profundímetro y corredera	9
2.4	Habilitación	9
3	OTROS EQUIPOS NO OBLIGATORIOS	
3.1	Bomba de lastre	10
3.2	Sistema de gobierno	10
3.2.1	Engranajes del timón	10
3.2.2	Piloto automático	12
3.3	Equipos de medición y navegación	13
3.4	Equipos de vídeo	14
3.5	Bomba de la orza pivotante	14
3.5.1	Introducción	14
3.5.2	Disposición del sistema hidráulico	17
3.5.3	Dimensionamiento	17
3.5.4	Disposición de la estructura	18
4	JARCIA DE LABOR	
4.1	Maniobra de la mayor	23
4.1.1	Escota	23
4.1.2	Driza	23
4.1.3	Aparejo de control del escotero	24
4.1.4	Cunningham	24
4.1.5	Pajarín	24
4.1.6	Dimensionamiento de los cabos de la mayor	24

4.2	Maniobra de las velas de proa	25
4.2.1	Escotas	25
4.2.2	Drizas	26
4.2.3	Aparejo de control de los escoteros	26
4.2.4	Dimensionamiento de los cabos de las velas de proa	26
4.3	Burdas	27

5 ACASTILLAJE

5.1	Winches	28
5.1.1	Winch de la escota de la mayor	29
5.1.2	Winches laterales	29
5.1.3	Winches del piano	29
5.1.4	Pedestal	30
5.2	Maniobra de la mayor	31
5.2.1	Escota	31
5.2.2	Grátil	33
5.2.3	Cunningham	33
5.2.4	Pajarín	34
5.3	Maniobra del génova	34
5.4	Maniobra del spi	36
5.5	Burdas	37
5.6	Piano	38
5.7	Poleas de tope y pie de palo	40
5.8	Enrolladores de las velas de proa	41
5.9	Acastillaje seleccionado	41

6 REFERENCIAS

43

1 INTRODUCCIÓN

En este cuaderno se detalla la lista de equipos y servicios instalados a bordo del barco, empezando por aquéllos obligados por las distintas normativas que aplican sobre este proyecto: las reglas de la Clase IMOCA Open 60 y las reglas OSR de la ISAF para veleros oceánicos, categoría 0, más genéricas. También es posible que cada regata exija equipamiento adicional, pero estas dos normativas son suficientemente explícitas.

Los equipos obligatorios suelen ser relativos a la seguridad e integridad, tanto del barco como de los tripulantes, y son, por ejemplo, los medios de achique, el almacenamiento y generación de agua dulce, los medios de salvamento y rescate en caso de abandono del barco, que incluyen los sistemas de comunicación, etc. todos ellos teniendo en cuenta la naturaleza de estas regatas: alrededor del mundo, sin escalas y con poca tripulación (o en solitario). Al igual que en los buques de acero, el mejor bote salvavidas es el propio buque, y con más razón en este caso ya que en mitad del océano Atlántico o del Pacífico uno se encuentra a miles de millas de distancia de tierra, y una operación de rescate puede llegar a ser inviable.

Por otro lado, el barco cuenta con otros equipos no obligados por las normas pero que son fundamentales para el desarrollo de la misión, como son el piloto automático, la bomba de lastre y, especialmente importante en este proyecto, la bomba que acciona el mecanismo de la orza.

Como en todo barco de vela, el sistema propulsivo es el viento, recogido por las velas, que han de orientarse de la mejor manera posible en cada momento, para lo que se emplean un buen número de cabos y poleas diferentes, que se detallan y dimensionan en este cuaderno. Al tratarse de un barco de competición, todo el trabajo ha de ser (obviamente) manual, sin aporte de energía, salvo para el llenado de los tanques de lastre y el accionamiento de la orza pivotante.

A la vez que se dimensionan los equipos instalados a bordo se estima, basándose en productos comerciales, el peso y posición de los más significativos para la determinación del centro de gravedad, calculado en el Cuaderno 8, así como el consumo en el caso de equipos eléctricos, para realizar el balance eléctrico en el Cuaderno 11.

2 EQUIPOS EXIGIDOS

El material de seguridad y equipos exigidos a bordo está especificado en las normas de la ISAF para embarcaciones Offshore, categoría 0 y en las normas de la clase IMOCA, y son de obligado cumplimiento para la obtención del certificado de navegabilidad bajo la clase, lo que da derecho a participar en las regatas que se organizan.

2.1 Equipos de seguridad

2.1.1 Agua dulce

Es obligatorio disponer de 3 litros de agua potable por persona y día, bien almacenada, o bien producida por una potabilizadora. Considerando las regatas en parejas, hace falta una producción de 6 litros de agua al día, cantidad que se consigue fácilmente con cualquier potabilizadora, pues éstas suelen tener una capacidad de producción mínima de más de 10 l/h.

Es obligatorio tener almacenada agua de emergencia en dos tanques independientes del agua de consumo diario, en una cantidad mínima de 0.5 litros por persona y día. Como algunas regatas se realizan en parejas, se calcula la capacidad de agua teniendo en cuenta a dos tripulantes, durante un tiempo de 100 días, que es lo que dura una circunnavegación (suelen ser en torno a 90 días, pero se cuenta con un margen de seguridad).

Por tanto harán falta 100 litros de agua de emergencia almacenada, y una capacidad de generación de 6 litros al día. Para ello se instalarán a bordo dos potabilizadoras (dos porque así lo indican las normas de la clase para regatas con un recorrido superior a las 5000 millas náuticas).

Se seleccionan el siguiente modelo de potabilizadora:

aquatec DC 180, con un peso de 22,5 kg, con una capacidad de producción de **18 l/h** y un consumo eléctrico de **9.5A** conectada a 12.5V.

Las potabilizadoras van instaladas bajo la bañera, justo a popa del mamparo de acceso a la cabina.

2.1.2 Bombas de achique

Es obligatorio disponer de dos bombas manuales de 1.3 litros/ciclo, permanentemente instaladas con sus tuberías correspondientes, una dentro de la cabina, y la otra en cubierta; y al menos una bomba eléctrica de al menos 2400 l/h, también permanentemente instalada. Ambos sistemas han de ser capaces de achicar cualquiera de los compartimentos estancos desde fuera de los mismos.

Teniendo en cuenta que el desplazamiento del barco es de unos 8400 kg, y considerando la improbable situación de que la mitad esté inundado, con una bomba de estas características se tardaría 1.75 horas en achicarlo. Se decide instalar una bomba con la que se pueda achicar la mitad del desplazamiento en hora y media: $8400/2 / 1.5 = 2800$ l/h. De todas formas, la compartimentación del barco mediante los mamparos estancos, y su reserva de flotabilidad, hacen que, aún con todos los compartimentos inundados, la cantidad de agua a bordo sea menor que la mitad del desplazamiento, por lo que los tiempos de vaciado de un compartimento serían muchísimo menores.

Dado que el peso de estas bombas no es demasiado elevado, se instalarán dos bombas eléctricas de marca y características:

Whale Orca 950 GPH, con un caudal de **3120 l/h** (por encima del calculado), con un peso de 0.45 kg y un consumo de **3.5A a 12V**.

2.1.3 Balsa salvavidas

Es obligatorio disponer de dos balsas salvavidas, con capacidad conjunta para toda la tripulación, si la hubiera. Una se instalará en la bañera y la otra en el interior del barco, teniendo unas dimensiones que le permitan pasar por las escotillas de escape y las escotillas de los mamparos estancos.

Se selecciona una balsa de la marca Survitec Zodiac 4MAN, para cuatro personas, fabricadas cumpliendo la normativa SOLAS. Tiene un peso de 46 kg y unas dimensiones de 924x574x359 mm.

Una se instala en la bañera, a popa, en el espejo. La otra en el interior del barco, en el conducto de escape de popa, a popa de las potabilizadoras.

2.1.4 Señales pirotécnicas

Es obligatorio disponer de:

- 6 bengalas rojas con paracaídas
- 4 bengalas rojas de mano
- 2 botes de humo naranja

guardadas en un compartimento estanco de emergencia cerca del acceso a la cabina.

2.1.5 Boyas de vida

Se instalarán dos boyas de vida, equipadas con silbato, dispositivo de inflado y luz de encendido automáticos, paneles de material reflectante, y una de ellas ha de contar con un mástil con bandera y flotabilidad intrínseca (sin depender del dispositivo de inflado).

Han de estar emplazadas en la bañera, al alcance del timonel y listas para su uso instantáneo en regatas en parejas o con tripulación.

2.1.6 Chalecos, arneses y líneas de vida

Es obligatorio disponer de chalecos y arneses para cada tripulante. Los chalecos han de tener una capacidad mínima de 150 N. Las líneas de vida serán de tramos de menos de 2 metros de longitud

2.1.7 EPIRBs

Las EPIRBs (Emergency Position Indicating Radio Beacons) son radiobalizas que emiten una señal de socorro por ondas de radio, lo que permite su localización por medio de un sistema satelital de radiogoniometría.

Es obligatorio disponer de al menos dos EPIRBs de 48 horas de autonomía, con dos frecuencias de emisión (406 MHz y 121.5 MHz, la primera permite la emisión del MMSI, y la segunda es una frecuencia aeronáutica para facilitar la localización por medios aéreos), codificadas y registradas con el número MMSI del barco. Han de contar con un cabo firmemente amarrado de al menos 3 metros de longitud y una carga de rotura de 10000N como mínimo.

Se selecciona el modelo:

McMurdo SMARTFIND SOLAS, que cumple con los requisitos anteriores, y cuenta, además con una antena GPS de 12 canales, emitiendo las coordenadas en las que se encuentra para mejorar la localización.

2.1.8 Extintores

Es obligatorio disponer de dos extintores, uno situado cerca del motor principal, el otro cerca de la entrada a la cabina, por lo que se disponen el primero en la cámara de

máquinas y el segundo en el compartimento dedicado a la habitación, debajo del mueble de la cocina. Por su polivalencia se instalan dos extintores de polvo seco de 2kg.

2.1.9 Equipos de fondeo

Es obligatorio contar con dos sistemas de fondeo:

Principal: ancla mínima de 9 kg; 20 metros mínimo de cadena de 10mm, con un peso mínimo de 20 kg; y al menos 50 metros de cable de 18mm de poliamida pre-estirado de 8 cordones, de peso mínimo 10 kg. Esto supone un peso total mínimo de 39 kg. Ha de situarse a menos de 5m del acceso a la cabina.

Secundario: ancla mínima de 7 kg; al menos 15 metros de cadena de 10mm con un peso mínimo de 26 kg; y al menos 50 metros de cable de poliamida pre-estirado de 18mm de 8 cordones, con un peso mínimo de 10 kg. El peso mínimo total es de 43 kg. Ha de situarse a menos de 8m de la escotilla de proa.

El peso de ambos sistemas juntos ha de ser superior a 95 kg, así que se dispondrán de la siguiente manera:

- sistema principal: ancla 15kg, cadena 20kg, cable 15kg.
- sistema secundario: ancla 8kg, cadena 26kg, cable 11kg.

El sistema principal se aloja en un pozo de anclas situado bajo la bañera, en crujía, con acceso desde la bañera para su uso inmediato en cualquier situación de emergencia. El secundario va alojado en el pozo de anclas situado en el pique de proa.

2.2 Equipos de comunicaciones

2.2.1 Radar y AIS

Es obligatorio instalar un radar con una antena de al menos 4kW situada a 7m de altura sobre la cubierta como mínimo.

Es escoge un equipo Garmin[™] GMR 24 HD, con una potencia de 4 kW, consumo de **33.5W a 10.5V**, peso de la antena de **9.1kg** y dimensiones 61 cm de diámetro y 24.4 de alto.

El AIS (Automatic Identification System) es un sistema que recibe y emite los datos del barco, como el tipo y tamaño, rumbo y velocidad. Conectado al radar permite identificar y ser identificado por otros barcos y prevenir así los abordajes. Mejora sustancialmente las cualidades de un radar, pues los barcos de materiales compuestos

son muy difíciles de detectar por las ondas de radar. Es obligatorio contar con un AIS de clase A.

Modelo: ComNav[®] Voyager X3, consumo medio **10 W**.

2.2.2 Equipos de radio y satélite

- un emisor/receptor VHF de al menos 25 W, equipado con antena fija en el tope del palo, y otra antena de respeto
- 2 emisores/receptores VHF de mano, de al menos 5 W de potencia de salida, estancos y con baterías.
- 2 terminales de teléfono vía satélite, estancos y con baterías.
- un receptor de radio capaz de recibir partes meteorológicos.
- un emisor/receptor MF/HF (media y alta frecuencia), que transmite mediante modulación lateral única (BLU), con llamada digital selectiva y una potencia de transmisión de 125 W
- un terminal de satélite Inmarsat Standart-C, que permite el envío de datos vía satélite, conectando el barco al sistema GMDSS (Global Maritime Distress and Safety System). Uno de los fabricantes más populares, cuyos productos pueden verse a bordo de la mayoría de los veleros de competición oceánica es Thrane & Thrane, que ofrece su equipo Sailor mini-C, con sólo 2 kg de peso, incluida la antena. Tiene un consumo de 1.85 W en espera y de 22 W transmitiendo, ambos a 15V.

Se estima el peso total de estos equipos en **10 kg**, situados en la mesa de cartas

2.3 Equipos de navegación

2.3.1 Posicionamiento

Es obligatorio disponer de equipos electrónicos de posicionamiento (DGPS) y de un compás magnético, independiente del suministro eléctrico, permanentemente instalado y con su tablilla de desvíos.

2.3.2 Luces de navegación

Para un barco de este tamaño la potencia mínima es de 25 W, y han de estar instaladas de tal manera que no queden ocultas por las velas. Hay que instalar un segundo juego de luces, con su propio cableado independiente del primero, por si éste fallara, y bombillas de respeto.

Se escogen las modernas luces LED, que con un consumo eléctrico de **3 W** ofrecen la misma luminosidad que las bombillas tradicionales de 25 exigidas por la norma, y su vida útil es mucho más larga. Las luces son:

- Luces babor-estribor, roja y verde respectivamente
- Luz de alcance, blanca
- Luz de tope, blanca, para navegación a motor
- Luz blanca todo horizonte, para situaciones de fondeo.

2.3.3 Profundímetro y corredera

Lógicamente un velero de regatas cuenta con muchos más sensores que éstos, pero se especifican aquí por ser obligatorios por las reglas de Clase.

2.4 Habilitación

La habilitación en este tipo de barcos se lleva al extremo de lo mínimo exigido por las normas, que son: un inodoro, una cocina y una litera por persona. Estas instalaciones ya se explicaron en el Cuaderno 3, y son lo más sencillas y ligeras posibles, laminadas en fibra de carbono directamente a los mamparos.

Junto con el hornillo se ha instalado un lavabo/fregadero con un grifo para el agua dulce, ambos contra el mamparo de acceso a la cabina, bajo la cubierta entre las dos cabinas. Las literas se encuentran bajo los asientos del timonel de la bañera, y cuentan con un sistema de bisagras para poder ajustarlas a la escora y dormir lo más horizontal posible. El inodoro se sitúa en la cámara de máquinas, y es de descarga directa al mar.

En la siguiente figura puede verse la disposición de estos elementos, junto con la mesa de cartas simétrica.

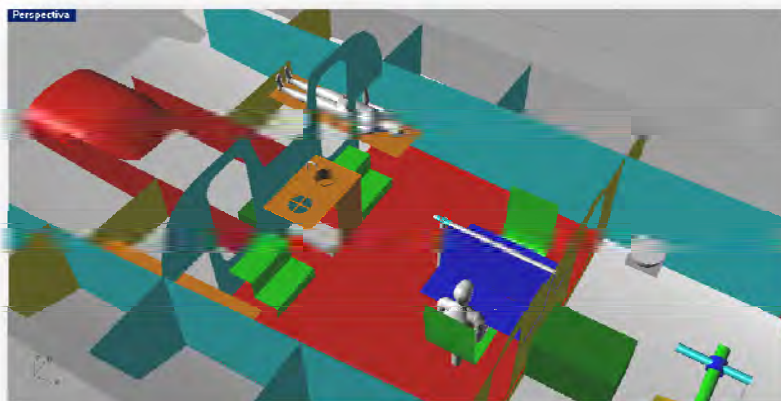


Figura 10. 1 Disposición de la habilitación: cocina, fregadero, literas, mesa de cartas e inodoro

3 OTROS EQUIPOS NO OBLIGATORIOS

Se detallan en este epígrafe los equipos que no son obligados por las normativas, pero son imprescindibles, no ya para el correcto funcionamiento del barco, sino para obtener el máximo rendimiento en la búsqueda de la victoria. Todo lo relacionado con las velas, cabos, poleas... se dimensiona en los epígrafes siguientes.

3.1 Bomba de lastre

Para dimensionar la bomba de lastre se fija el objetivo de llenar todos los tanques en un tiempo máximo de 5 minutos. El volumen total de lastre quedó estimado en el Cuaderno 3 en unos 7 m^3 , aunque tras el diseño de la estructura del casco se han reducido ligeramente. Considerando esos 7 m^3 , la capacidad de la bomba ha de ser de:

$$Q = 7000/5 = 1400 \text{ l/min} = \mathbf{84000 \text{ l/hora.}}$$

Se instalan dos bombas por si falla una, la de respeto de menor capacidad, capaz de llenar todos los tanques en 8 minutos, por lo que su capacidad tendrá que ser de $7000/8 = 875 \text{ l/min} = 52500 \text{ l/hora}$.

Se estima el peso de ambas bombas en unos **5 kg** cada una, instaladas en la cámara de máquinas.

3.2 Sistema de gobierno

Los timones ya fueron diseñados y dimensionados en cuadernos anteriores, quedando incluso explicado el mecanismo de elevación. En este epígrafe se detallará el sistema de accionamiento de los timones, tanto para un gobierno manual como para el piloto automático.

3.2.1 Engranajes del timón

En primer lugar hay que tomar la decisión del mecanismo que se desea instalar: caña o rueda. Se trata de una elección muy personal, al gusto del navegante (como en general todo el barco), no habiendo diferencias de prestaciones entre ambos sistemas. Para este proyecto se escogen las cañas en vez de las ruedas. Las cañas, simétricas con respecto a crujía, presentan una gran longitud, 2m, para aumentar el momento generado por el timonel. Éste va sentado en los asientos de la bañera, y hasta ahí ha de llegar la caña,

por lo que ésta se prolonga hacia popa, casi hasta llegar a la barraescota. Ambas cañas se unen en crujía en el mismo eje vertical, que atraviesa el suelo de la bañera, quedando todo el mecanismo de transmisión oculto bajo la misma. Dicho mecanismo consta de dos engranajes de distinto tamaño que transforman el movimiento angular de la caña en un movimiento lineal de los guardines de cada timón, como puede verse en la siguiente figura:

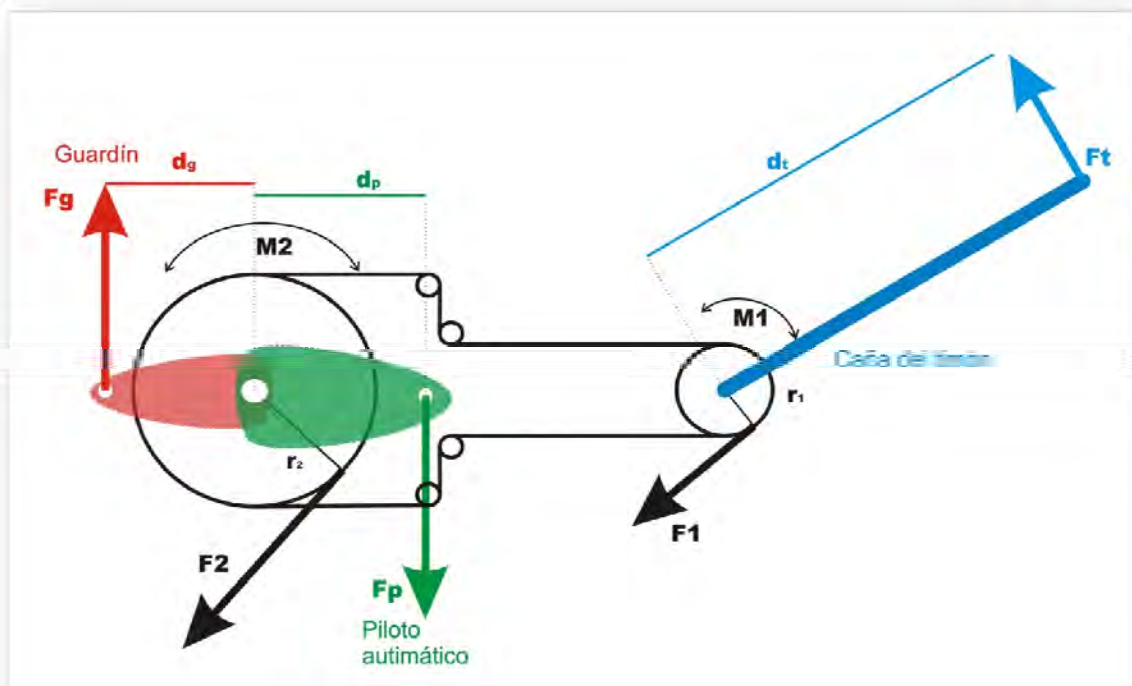


Figura 10. 2 Esquema de la transmisión del timón, con las fuerzas de la caña, el guardín (sólo está representado el costado de babor) y el actuador del piloto automático, y los momentos en cada engranaje.

Para el dimensionamiento del sistema se parte de la fuerza que ejerce el timonel, que se considera de unos 300N, y el momento torsor en la mecha del timón, calculado en el epígrafe 4.5.1 del Cuaderno 6, y determinado en 440887 N·cm. Como el brazo de actuación de los timones es de 17 cm, la fuerza necesaria en el guardín resulta:

$$F_g = 25935 \text{ N} = 2644 \text{ kg.}$$

Hay que definir la relación de los engranajes, teniendo en cuenta la fuerza que el timonel ejercerá sobre la caña del timón y su brazo de palanca, d_t , que es de 2m; así como el brazo de palanca del guardín en el segundo engranaje. Se dimensiona el primer engranaje con un radio de 5 cm, una relación de 4, es decir, el segundo engranaje tendrá 20 cm de radio, y se considera una fuerza aplicada por el timonel, F_t , de 300N. El momento en el primer engranaje será:

$$M_1 = 300 \cdot 2 = 600 \text{ Nm}$$

La fuerza en el perímetro del primer engranaje, F_1 , será: $600/0.05 = 12000\text{N}$.

La potencia en ambos engranajes ha de ser la misma, es decir, $P = F_1 \cdot w_1 = F_2 \cdot w_2$. En un sistema de engranajes la velocidad angular y el radio son inversamente proporcionales: $r_1 \cdot w_1 = r_2 \cdot w_2$, de modo que $w_1/w_2 = r_2/r_1$ y $F_2 = F_1 \cdot (r_2/r_1)$. Por tanto, si la relación de engranajes es 4, la fuerza en el perímetro del segundo engranaje será: $F_2 = 48000\text{N}$.

Por tanto el momento en el segundo engranaje es de: $M_2 = 48000 \cdot 0.2 = 9600 \text{ Nm}$. Y como este segundo engranaje es el que mueve el guardín, que requiere una fuerza de 25935 N, el brazo de la palanca del guardín sobre el segundo engranaje ha de ser:

$$d_g = 9600/25935 = 0.37 \text{ m} = 37 \text{ cm}.$$

3.2.2 Piloto automático

En un barco de regatas en solitario o en parejas se hace imprescindible contar con un buen sistema de piloto automático para mantener el rumbo mientras el navegante realiza operaciones, está sentado en la mesa de cartas estudiando el rumbo a seguir, o simplemente descansando. Aún así, la navegación planeando con viento y mar de popa, que es la situación habitual durante la mayor parte de una circunnavegación, es una navegación muy complicada, ya que parte de la estabilidad del rumbo se consigue mediante la anticipación, factor que sólo el gobierno manual permite. Sin embargo, los pilotos automáticos están avanzando mucho y en la actualidad consiguen unos resultados muy aceptables.

El modelo comúnmente empleado en estos barcos es de la casa B&G, líder mundial en sistemas de pilotos automáticos para veleros oceánicos, y proporciona un empuje máximo de 2000 kg, es decir, $F_p = 19620 \text{ N}$. Para que sea capaz de generar el par requerido en el segundo engranaje, su brazo de palanca ha de ser de:

$$d_p = 9600/19620 = 0.489 \text{ m, es decir, } 50 \text{ cm}.$$

Este equipo de la casa B&G, H3000 System, T4-24V, es capaz de dar un empuje máximo pico de 2000 kg y consta de:

- bomba hidráulica con 2 pistones, pesa **25 kg** y consume **12A a 24V**.
- sensor de ángulo de timón
- compás con giroscopio
- pantalla de información y control, con control remoto
- procesador

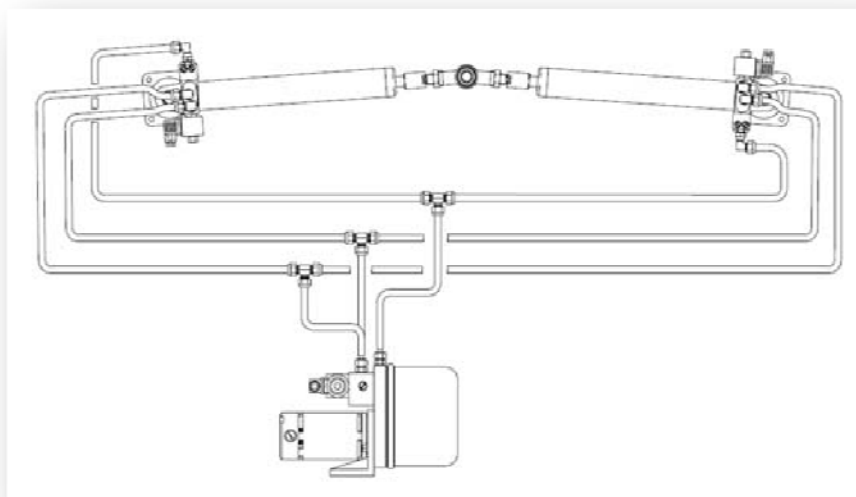


Figura 10. 3 Sistema hidráulico del piloto automático, con dos pistones actuadores

3.3 Equipos de medición y navegación

Se instalan también de la casa B&G para una mejor comunicación entre ellos, un conjunto completo de sensores para la monitorización del rendimiento del velero, que incluye:

- equipo de viento: veleta y anemómetro
- corredera
- sonda
- girocompás
- células de carga en jarcia firme
- clinómetros para escora y trimado
- estación meteorológica: termómetro, barómetro e higrómetro
- Procesador de datos, software y hardware. Parte de estos equipos son ordenadores portátiles convencionales, aunque preparados para el ambiente marino y un uso continuado.

Todos los equipos se instalan por duplicado para una mayor redundancia en caso de averías, ya que una circunnavegación es muy larga y pueden ocurrir muchas cosas en medio del océano. También los equipos de la mesa de cartas, como pantallas, teclados y *trackballs* (en un velero oceánico es imposible usar un ratón) se instalan por duplicado, ya que la mesa es doble y simétrica.

Se estima el peso total de todos los equipos en unos **20 kg**, instalados en la mesa de cartas (como valor medio, ya que hay sensores en el tope del palo, y pantallas de visualización de datos en la bañera)

3.4 Equipos de vídeo

Con cada edición las regatas oceánicas están ganando una mayor popularidad e índice mediático, y la única forma de que sean seguidas por un público cada vez más numeroso es mediante las imágenes enviadas desde los barcos pero, sobre todo, a través del vídeo, ya que resulta mucho más espectacular, y permite ver y escuchar a los navegantes realizar las maniobras y explicar sus experiencias. Esto también permite a los patrocinadores obtener un mayor índice de retorno de su inversión, que al fin y al cabo, es dicha inversión la que hace posible la existencia de estas regatas y barcos.

Para la edición de vídeo se cuentan con una serie de cámaras instaladas a bordo, que suelen fijarse en la popa, enfocando la bañera, en el palo, enfocando hacia la proa, en la cabina... Hace falta también un software de edición de vídeo, para usar en los ordenadores de a bordo y seleccionar el material a enviar, ya que es el envío de datos el factor limitante. Para ello hace falta un sistema concreto que permita la transmisión de este tipo de datos vía satélite, para lo que se necesita un equipo y, sobre todo, una antena, de unas dimensiones nada despreciables.

Se escoge el sistema Sailor 77 Fleet+, del fabricante Thrane & Thrane, que también utiliza la red satelitaria Inmarsat. Este equipo tiene una antena de **50 kg**, instalada en cubierta a proa del palo, y el equipo interior pesa unos **7.3 kg**. Es un peso considerable, pero en la era de la información e internet resulta imprescindible contar con este sistema a bordo.

3.5 Bomba de la orza pivotante

3.5.1 Introducción

Las orzas pivotantes fueron introducidas en la náutica hace relativamente poco tiempo, pero su uso está ya perfectamente normalizado en veleros oceánicos, desde los pequeños Mini 6.5 a los IMOCA Open 60, los Volvo Open 70 y a muchos Maxis que sobrepasan los 30 metros de eslora. Es cierto que ha habido numerosos problemas, incluso pérdidas totales de barcos (como el Volvo Open 70 español Telefónica en la regata de 2005-06), pero con la experiencia se han ido mejorando la fiabilidad de estos sistemas.

El principal problema que presentan estos sistemas es la transmisión de cargas a la estructura cuando la orza está desplazada hacia un costado, pues a las cargas habituales en una orza convencional (el peso y el efecto de una eventual colisión, bien con el fondo, bien con un objeto flotante) hay que sumarle las componentes dinámicas debidas a la navegación y el efecto de la fatiga debido al uso de aceros de alto módulo. Pueden darse diversos modos de fallo, siendo posible que falle la estructura del barco, por

deslaminación o por colapso de los refuerzos; o que falle el sistema hidráulico, bien por el colapso de los anclajes de los cilindros, bien por pérdidas de fluido que conlleven desalineamientos de los componentes y su fallo final... Un caso que ha ocurrido con cierta frecuencia se debe al fallo del sistema, dejando la orza libre, pivotando sin control (el sistema hidráulico no sólo desplaza la orza, sino que también la mantiene fija en su posición). Mecida por la fuerza del mar, la orza del *Skandia* (Maxi de regatas) fue dañando la estructura del casco hasta que se desprendió provocando una vía de agua considerable en el casco y el vuelco de la embarcación durante la regata Sydney-Hobart de 2004. Actualmente se incluyen sistemas de fijación de la orza independientes del mecanismo hidráulico para evitar estas situaciones.

Queda fuera de los objetivos de este proyecto realizar un estudio completo del sistema hidráulico de la orza, pero sí se pueden indicar algunas consideraciones importantes:

- debe reforzarse la estructura del casco considerablemente, aumentando el espesor del laminado (incluso eliminando la estructura sándwich, realizando un laminado monolítico).
- También hay que aumentar el escantillonado de los refuerzos, lo ideal sería contar con fuertes y grandes (en altura, casi como un mamparo longitudinal) refuerzos longitudinales en los que encajar los cilindros actuadores.
- Sería ideal encastrar todo el sistema entre dos mamparos transversales, de modo que, junto con los longitudinales anteriores y con el propio casco, se forme una caja resistente a la torsión.
- Estos refuerzos tienen que dimensionarse teniendo en cuenta la geometría del interior del barco, y han de dejar el espacio necesario para el paso de las personas y la revisión y desmontaje de los equipos para su mantenimiento.
- Hay que tener en cuenta el espacio necesario para el movimiento de los cilindros y el paso, a través de los refuerzos (perforándolos), de las tuberías del fluido.
- Puede instalarse un solo cilindro actuador o dos, siendo en este caso un sistema con mayor redundancia y fiabilidad, aunque con mayor peso.

Se van a dimensionar las necesidades del sistema hidráulico de forma sencilla, igualando los momentos en el eje de rotación de la orza, que se sitúa a la altura del casco. Por un lado está el momento del peso (de orza más bulbo), aplicado en el centro de gravedad del conjunto, y por otro el momento del sistema actuando sobre la parte superior de la orza. Véase la figura adjunta:

$$M_1 = M_2$$

$$F_1 \cdot \cos(37) \cdot d_1 = P \cdot \sin(37) \cdot d_2$$

$$F_1 = \frac{d_2}{d_1} \cdot P \cdot \operatorname{tg}(37)$$

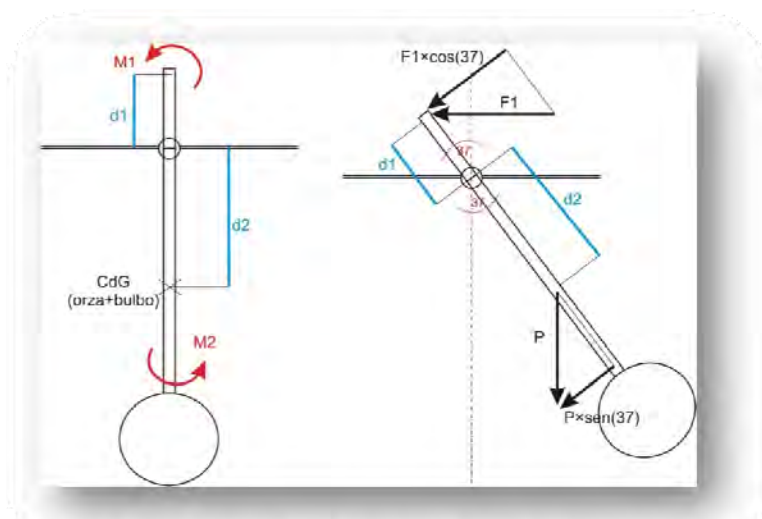


Figura 10. 4 Geometría del sistema de orza pivotante, fuerzas, distancias y momentos aplicados.

Como se observa en la última ecuación anterior, la fuerza que hay que aplicar depende de d_1 , que es la altura que la orza sobresale dentro del casco. Cuanto mayor sea, menor será la fuerza a aplicar, pero mayor el recorrido del émbolo. Las otras variables ya están determinadas. Se escoge el ángulo de 37° porque es el máximo que se puede abatir

la orza, y cuanto mayor sea el ángulo, mayor es la fuerza que hay que aplicar.

El peso P del conjunto orza más bulbo es de 4370 kg, y d_2 mide 2.92 m. Si se toma $d_1 = 0.5$ m, la fuerza necesaria para mover el conjunto es de 19231.3kg, o sea, 188659N.

Para conseguir aplicar esta fuerza sobre la orza se dispone de un cilindro hidráulico, cuya presión será: $P=F/A$, siendo A el área del émbolo del cilindro. Éste será movido por una bomba hidráulica, que tendrá que ser capaz de alcanzar dicha presión. Se instalarán dos cilindros gemelos, uno a cada costado, para una mayor redundancia del sistema.

Para el diseño de la orza pivotante se han consultado las páginas webs de dos empresas que han resultado de mucha ayuda: por un lado, la empresa italiana Cariboni®, líder mundial en sistemas de orzas pivotantes, (habiendo equipado veleros de clase IMOCA, Volvo Open 70 y super-maxis de más de 30 metros) ofrece una buena descripción de la geometría y la estructura del sistema. Por otro lado, la empresa Enerpac® cuenta en su web con una guía muy interesante sobre sistemas hidráulicos, su disposición y su dimensionamiento.

3.5.2 Disposición del sistema hidráulico

La disposición básica de un sistema de dos cilindros en los que uno empuja mientras el otro se repliega, y viceversa, puede verse en la siguiente figura:

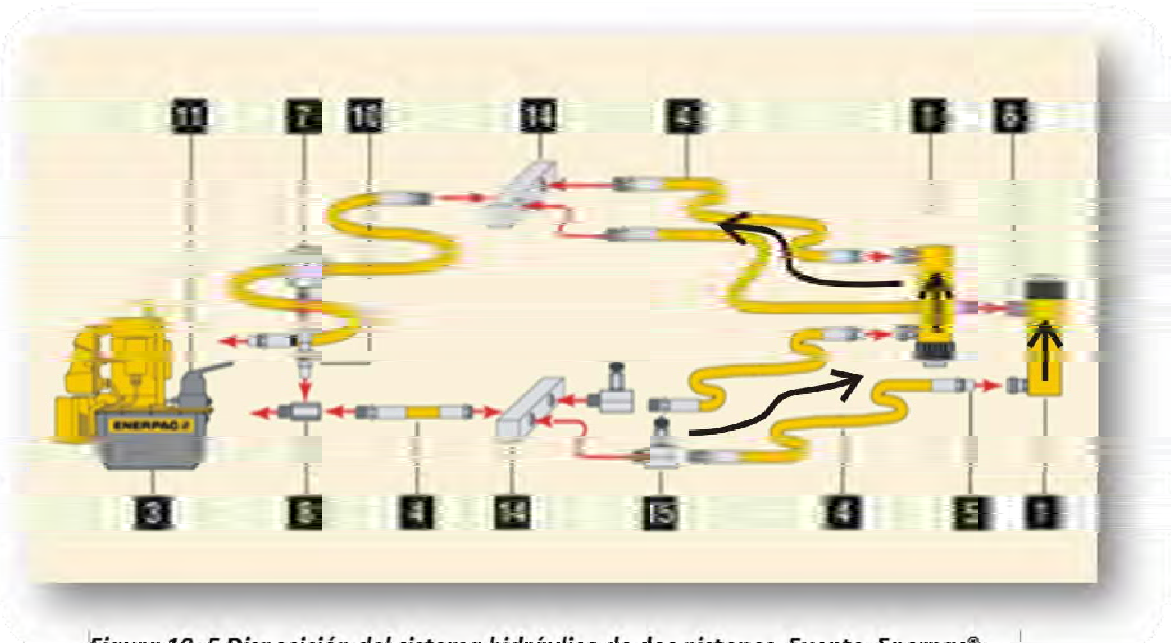


Figura 10. 5 Disposición del sistema hidráulico de dos pistones. Fuente: Enerpac®

Figura 10.5.- 1.- Cilindro.- aplica la fuerza hidráulica. 3.- Bomba.- proporciona el flujo hidráulico. 4.- Manguera.- transporta el fluido hidráulico. 5.- Terminal macho y 6.- Terminal hembra.- conecta los extremos de la manguera a los diferentes componentes 7.- Indicador de presión.- monitorización de la presión del sistema. 8.- Adaptador del indicador.- para la instalación del indicador de presión. 10.- Válvula de seguridad del medidor. para evitar daños en el medidor causados por subidas repentinas de la presión. 11.- Válvula de control multidireccional.- Controla la dirección del fluido hidráulico en un sistema de doble acción. 14.- Colector.- permite la distribución del fluido hidráulico de una fuente a varios cilindros. 15.- Válvula de aguja.- Regula el flujo del fluido hacia o desde los cilindros.

3.5.3 Dimensionamiento

Como se explicó en la introducción de este epígrafe, el empuje que ha de realizar el cilindro es de 188659N. Como presión máxima del sistema se pueden tomar 350 bares, (presión máxima de los sistemas instalados por Cariboni®) es decir, 3500 N/cm². Por tanto, el área del cilindro resultará:

$$P = \frac{F}{A}; A = \frac{F}{P} = \frac{188659}{3500} = 53.9 \text{ cm}^2$$

es decir, que el cilindro tendrá **8.28 cm de diámetro**.

Las bombas se dimensionan en función del flujo de aceite (l/min) o de la velocidad del émbolo (mm/s), que viene a ser lo mismo. Para ello hay que determinar la carrera del émbolo, que según la geometría dispuesta en la Figura 10.4 será:

$$t = d_1 \cdot tg(37) = 38 \text{ cm}$$

el volumen de aceite necesario para producir el desplazamiento anterior es:

$$vol = t \cdot A = 38 \cdot 54 = 2052 \text{ cm}^3$$

Si se requiere que el tiempo necesario para realizar dicho desplazamiento sea de medio minuto, el flujo de aceite (en l/min) será el doble de la cantidad anterior, es decir, 4.1 l/min; o bien, expresado como velocidad del émbolo:

$$vel. \text{ émbolo} = \frac{flujo \text{ aceite}_{(cm^3/min)} \cdot 10}{A_{(cm^2)} \cdot 60} = 12.67 \text{ mm/s}$$

La potencia necesaria del sistema se puede calcular multiplicando la fuerza que se tiene que realizar por la velocidad a la que se aplica:

$$P = F \cdot v = 188659 \left(kg \cdot \frac{m}{s^2} \right) \cdot 0.01267 \left(\frac{m}{s} \right) = 2390 \text{ W} = 2.4 \text{ kW}$$

Suponiendo un rendimiento hidráulico de la bomba del 0.8, y un rendimiento mecánico de la transmisión del 0.7, se puede estimar la potencia eléctrica necesaria en **4.3 kW**.

Una bomba de estas características tiene un peso de alrededor de **40 kg**, y se sitúa en la cámara de máquinas, a proa de la orza y a popa del motor auxiliar.

3.5.4 Disposición de la estructura

Para el diseño de la estructura que soporta los cilindros, la caja estanca y el soporte de la orza se consultó la información disponible de la empresa italiana Cariboni®. El esquema básico de la estructura puede verse en estas dos figuras:

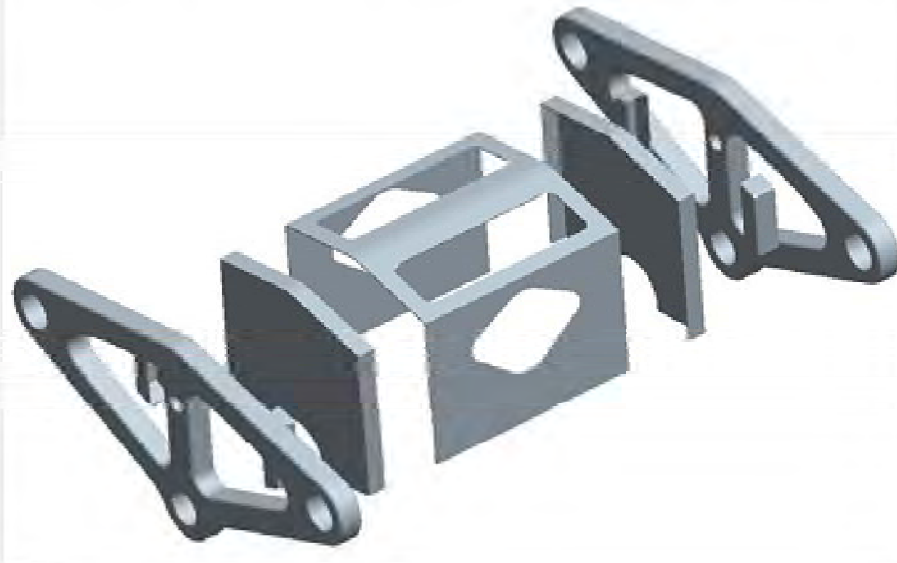


Figura 10. 6 Estructura soporte del sistema de la orza pivotante

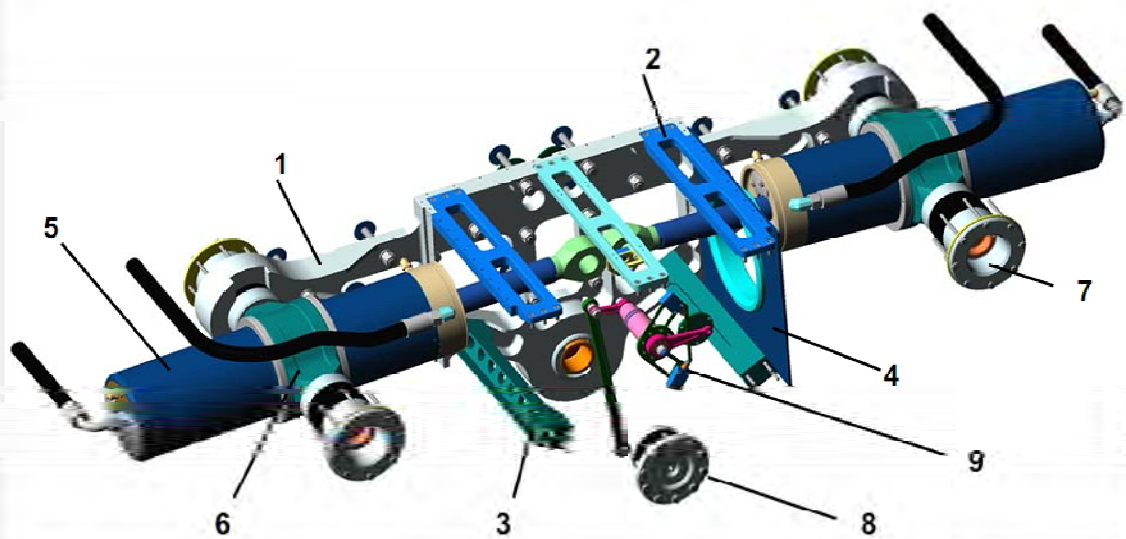


Figura 10. 7 Conjunto de elementos que conforman el sistema de la orza pivotante.

Figura 10.7.- (1) estructura transversal de aluminio, diseñada para soportar los esfuerzos generados por los cilindros, y transmitir al barco sólo el momento adrizante a través de los soportes (7) y (8). Éstos cuentan con una gran separación transversal para reducir las fuerzas al mínimo. Los refuerzos longitudinales (2) y (3) se instalan principalmente para reducir el daño en la estructura en caso de colisión. Las planchas longitudinales (4), junto con una tapa horizontal (que no sale en el dibujo) forman la caja estanca donde se aloja la orza.

Los materiales de construcción habituales suelen ser metálicos, aunque también se están empezando a desarrollar estructuras de carbono, mucho más ligeras. Como materiales metálicos se emplean:

- cilindros: aleación de Aluminio 7075(Ergal), Titanio 6Al4V ó acero inoxidable 17-4-PH H900
- soporte cilindro-casco: aleación de Aluminio 7075, Titanio ó acero inoxidable 17-4-PH
- soporte orza-casco: en acero inoxidable 17-4PH

La empresa suministra también el conjunto de refuerzos estructurales del casco, a modo de marco, donde se apoya el sistema, tallado por control numérico para evitar que los elementos se desalineen. Un ejemplo es el de la figura adjunta:

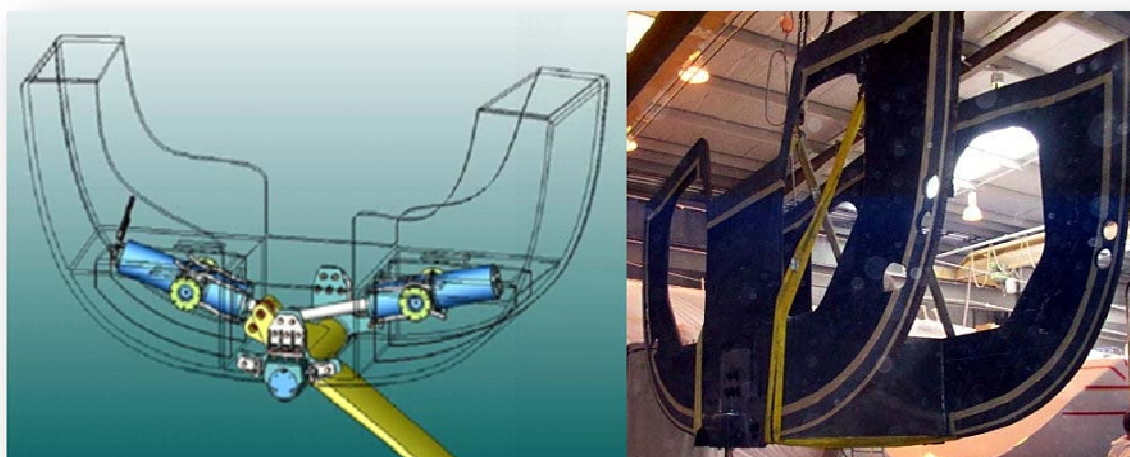


Figura 10. 8 Ejemplo de refuerzos longitudinales y transversales que conforman un marco resistente.

Las dimensiones típicas de este tipo de sistemas para un Open 60 son 550x2200x460 mm, con un peso de unos **250 kg**, incluyendo los cilindros y el marco estructural.

En la figura siguiente puede apreciarse el sistema desarrollado para este proyecto, basado en los sistemas instalados por la empresa Cariboni®:

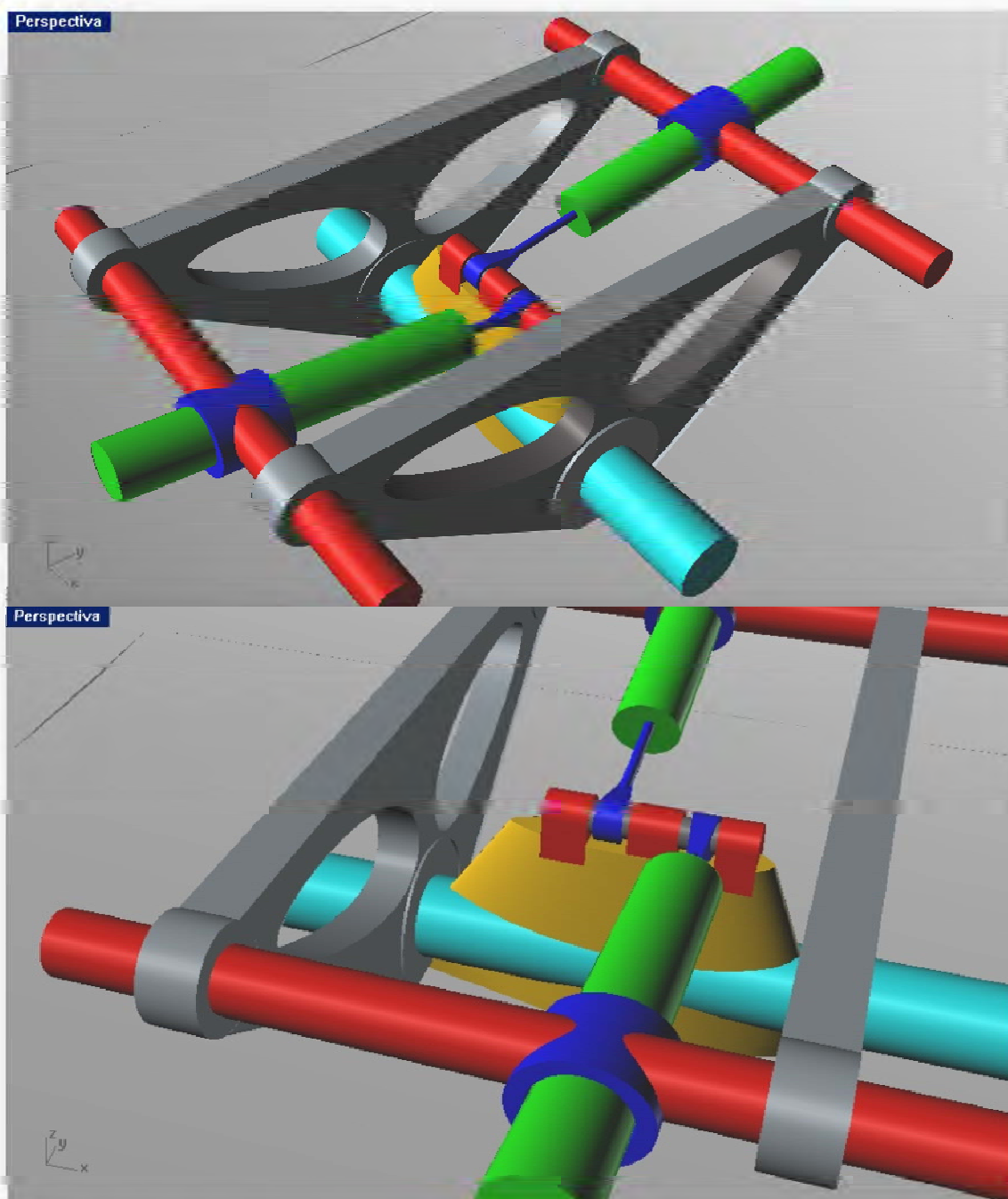


Figura 10. 9 a) y b) Vistas del sistema mecánico de la orza pivotante.

Figuras 10.9.- En celeste el eje sobre el que pivota la orza, y en rojo los ejes sobre los que pivotan los cilindros hidráulicos. Estos tres ejes están encastrados en dos mamparos transversales, que no están dibujados para una mayor claridad, y que forman el marco sobre el que se sustenta todo el sistema; y en la estructura triangular, metálica (gris), que es la encargada de transmitir el momento adrizante al barco. En azul, los vástagos de los cilindros hidráulicos, que son los que empujan la parte superior de la orza (amarillo), que también giran alrededor de un eje (gris) fijado a la orza por los

pernos dibujados en rojo. Tampoco se ha dibujado la caja estanca que evita la entrada de agua al interior del barco.

En la siguiente figura puede verse un sistema real instalado en un IMOCA Open 60.



Figura 10. 10 Fotografía de un sistema para un Open 60 antes de ser instalado, donde se puede apreciar su tamaño a escala real.

4 JARCIA DE LABOR

Se entiende por jarcia de labor el conjunto de todos aquellos cabos que sirven para realizar las maniobras: escotas, drizas, controles de los carros y de las burdas, controles de los enrolladores... A continuación se irán describiendo y dimensionando los principales cabos instalados a bordo. Para ello se establecen las cargas máximas que soportará cada cabo, y se escoge el diámetro de cabo que presente una carga de rotura superior a la carga esperada. El material elegido será en todos los casos fibras Dyneema® SK90, las de mayor resistencia fabricadas actualmente por dicha marca, y los cabos serán de la casa Marlow®, modelo D12Max 90, realizados con 12 cordones trenzados de Dyneema® SK90. Los cabos se suministran pretensados para obtener una mayor resistencia a igualdad de diámetro.

4.1 Maniobra de la mayor

Para la maniobra de la mayor se cuenta con la escota, la driza, el control del escotero, el cunningham y el pajarín. Se calculan a continuación las tensiones en cada uno de ellos:

4.1.1 Escota

Se calcula según una expresión comúnmente aceptada, en especial para veleros oceánicos de hasta 60 pies (como este caso):

$$ML = \frac{E^2 \cdot P^2 \cdot 0.02104 \cdot V^2}{(\sqrt{E^2 + P^2}) \cdot (E - x)} \text{ (kg)}$$

donde E es la longitud de la botavara (pujamen de la vela); P la altura del palo (grátil de la vela), x es la distancia desde el extremo de la botavara al punto de arraigo de la escota, y V es la velocidad del viento en nudos. Como valor de V se toman 40 nudos, cifra exagerada, pero de esta forma se aumenta el coeficiente de seguridad. Esta expresión se encuentra en los catálogos de productos de cabullería y acastillaje consultados, como Harken® y Marlow®. La escota de la mayor se instalará con una desmultiplicación 4:1, pero para el dimensionamiento del diámetro del cabo no se ha tenido en cuenta, aumentando de esta manera el coeficiente de seguridad.

4.1.2 Driza

Para el cálculo de la tensión en la driza se recurre al dimensionamiento de la jarcia, Cuaderno 6, Epígrafe 5.2, donde se daba una estimación de la tensión que el viento

ejerce sobre la vela, denominada entonces T2. Esta tensión se descomponía en la tensión en la driza y la tensión en la cruceta inmediatamente inferior, pero para sobredimensionar el cálculo se tomará el valor de T2, en la peor condición, es decir, con la vela rizada (lo que implica mayor intensidad de viento).

4.1.3 Aparejo de control del escotero

El escotero es el dispositivo de arraigo de la escota de la mayor en cubierta. Lo habitual, incluso en barcos destinados al crucero, es que dicho dispositivo se monte sobre un carro que se desliza por un raíl, llamado barraescota, de modo que se puede variar el punto de tiro de la escota, bien en crujía, bien en la banda. La tensión en el aparejo de control del escotero es 0.2 veces la carga del carro, que se tomará como la de la escota, según la misma bibliografía.

4.1.4 Cunningham

Es el cabo empleado para tensar el grátil de la vela, tirando del puño de amura hacia abajo. Se dimensiona con el valor obtenido en el Cuaderno 6, Epígrafe 5.2 para la magnitud T_{boom} , componente de la tensión del viento en el pinzote de la botavara. Como en el caso de la driza, también se escoge el valor más alto.

4.1.5 Pajarín

Es el cabo con el que se tensa el pujamen, es decir, se tira del puño de escota hacia popa. Se dimensiona igual que la escota de la mayor, pero teniendo en cuenta que este sistema (que discurre por el interior de la botavara) dispondrá de una desmultiplicación 8:1, por lo que la tensión en el cabo será 1/8 de la de la escota.

4.1.6 Dimensionamiento de los cabos de la mayor

Los valores de las tensiones máximas esperadas de cada cabo y el cabo elegido en cada caso se resumen en la tabla siguiente. Los valores de los cabos elegidos, peso y diámetro, se refieren solamente al alma del cabo, es decir, a la parte que trabaja, las fibras de Dyneema®. Estos valores se incrementan con las fundas necesarias para proteger el alma de la radiación UV y la abrasión mecánica por el roce con poleas y mordazas.

Tabla 10. 1 Dimensionamiento de los cabos de la mayor

	Tensión esperada (kg)	cabo elegido		
		Tensión rotura (kg)	diámetro (mm)	peso (kg/100m)
escota	7632,209	12738	9	5,4
driza	8023,312	12738	9	5,4
control escotero	1526,442	3778	5	1,6
cunningham	1566,26	3778	5	1,6
pajarín	954,0261	3778	5	1,6

4.2 Maniobra de las velas de proa

En un barco de regatas oceánico se cuenta con varias velas de proa, ya que existe una probabilidad muy alta de encontrarse con diferentes intensidades y direcciones de viento. Básicamente se pueden dividir en dos tipos: velas planas, usadas para ceñir contra el viento, y velas embolsadas, para las empopadas. Las primeras son, ordenadas de mayor a menor tamaño: génova, solent, trinqueta y tormentín (empleado en condiciones de temporal). Las segundas van amuradas al bauprés, y son: spinnaker, gennaker y código0. El arraigo de la driza del solent está a la misma altura que la driza del génova, o sea, a 26.1m sobre cubierta. La trinqueta se apareja sobre el estay de su mismo nombre, y el tormentín se iza sobre un estay volante más bajo que los anteriores.

Todas estas velas contarán con driza y escota. En el caso de las velas de empopada, las escotas llegan hasta prácticamente la popa, y van al winch directamente. Las velas planas pasan la escota a través de una polea emplazada en un carro transversal, al igual que la mayor, con el que se puede variar el ángulo de tiro y la apertura de la vela.

El proceso de dimensionamiento es el mismo que en el caso de la mayor:

4.2.1 Escotas

La tensión en la escota se calcula mediante una fórmula que se puede encontrar también en el catálogo de Harken®:

$$SL = A \cdot 0.02104 \cdot V^2 \text{ (kg)}$$

donde A es el área de la vela y V la velocidad del viento en nudos. Como valor de V se toman también 40 nudos, salvo para la trinqueta y el tormentín, que se toman 50.

4.2.2 Drizas

La tensión en la driza del génova se toma del valor T_1 empleado en el dimensionamiento de la jarcia firme. Para el solent, trinqueta y tormentín se toma el mismo valor. Para las velas de empopada, spinnaker, gennaker y código0 se toma el doble, que aunque pueda parecer poco, hay que tener en cuenta que estas velas se usan con vientos no muy fuertes, de hasta 20 o 30 nudos.

4.2.3 Aparejo de control de los escoteros

El escotero sólo se usará para las velas planas. Del catálogo de Harken® se obtiene que la tensión en el carro depende del ángulo al que trabaje la escota: si es de 45°, la tensión será de 1/3 la tensión de la escota; si el ángulo es de 60°, la tensión será 1/2. Se considera la situación más desfavorable, la segunda. Como se usará el mismo carro para todas las velas, se dimensionan los cabos para la mayor tensión, que será la del génova.

4.2.4 Dimensionamiento de los cabos de las velas de proa

A continuación se resumen en una tabla los valores calculados y los cabos elegidos en cada caso:

Tabla 10. 2 Dimensionamiento de los cabos de las velas de proa

		cabo elegido				
		área vélica (m ²)	tensión esperada (kg)	tensión rotura (kg)	diámetro (mm)	peso (kg/100m)
drizas	driza spi		3124,125	8861	7	3,6
	driza gennaker		3124,125	8861	7	3,6
	driza Code 0		3124,125	8861	7	3,6
	driza génova		1562,062	3778	5	1,6
	driza solent		1562,164	3778	5	1,6
	driza trinqueta		1562,062	3778	5	1,6
	driza tormentín		1562,062	3778	5	1,6
escotas	escota spi	400	13465,6	17828	11	7,6
	escota gennaker	300	10099,2	17828	11	7,6
	escota Code0	180	6059,52	12738	9	5,4
	escota génova	119	4006,016	8861	7	3,6
	escota solent	95	3366,4	8861	7	3,6
	escota trinqueta	80	3198,08	8861	7	3,6
	escota tormentín	20	1052	3778	5	1,6
	controles carro		2003,008	3778	5	1,6

4.3 Burdas

Las burdas fueron dimensionadas en el Capítulo 6 como jarcia firme, ya que su función es sustentar el palo, y están constituidas por cable de PBO como el resto, pero, por ser elementos que se cazan y largan con cada virada, también se podrían considerar como parte de la jarcia de labor. En este proyecto se consideran como jarcia firme, pero se dimensiona en este epígrafe el cabo que se emplea para cazarlas y largarlas.

La tensión considerada es la suma de las tensiones en las tres burdas, ya que las tres se unen en este punto con el aparejo desmultiplicador 4:1 (la burda media y baja se unen a media altura). Teniendo en cuenta la relación anterior, la carga de trabajo de este cabo será un cuarto de la suma de las tensiones de las tres burdas:

Tabla 10. 3 Dimensionamiento de los cabos de tensión de las burdas

	<i>tensión esperada (kg)</i>	<i>cabo elegido</i>		
		<i>tensión rotura (kg)</i>	<i>diámetro (mm)</i>	<i>peso (kg/100m)</i>
<i>aparejo burdas</i>	917,4312	3778	5	1,6

5 ACASTILLAJE

Se entiende por acastillaje el conjunto de elementos que sirven para halar, fijar, desviar... es decir, trabajar con la jarcia de labor. Estos elementos son los winches, poleas, mordazas, stoppers, cáncamos, grilletes, mosquetones, etc.

En este epígrafe se irán dimensionando los distintos elementos de la maniobra, según sus requerimientos, y al final se ofrece una tabla con equipos propuestos que cumplen las condiciones de diseño, principalmente para poder estimar el peso del acastillaje e incluirlo en el cálculo del centro de gravedad (llevado a cabo en el Cuaderno 8).

Por comodidad, todo el acastillaje indicado en dicha tabla es de la marca Harken®, líder mundial en este tipo de productos, que equipa a la mayoría de proyectos de regatas de altas prestaciones, desde la America's Cup hasta la Volvo Ocean Race, pasando por los IMOCA Open 60. Los equipos principales, como winches, poleas, stoppers y desviadores son de carbono, mientras que para los herrajes se emplean elementos de acero inoxidable. La unión de las poleas con los elementos de sujeción se realiza mediante estobos de Dyneema® en lugar de emplear grilletes o mosquetones.

Se dimensionan a continuación los elementos más significativos de la maniobra del barco:

5.1 Winches

Los winches se definen por su relación de potencia, que viene dada por:

$$P = \frac{L}{R} \cdot r$$

siendo P la relación de potencia, L el brazo de la palanca (tamaño de la maneta de accionamiento del winche), R el radio del tambor y r la relación de engranajes. Para calcular la relación de potencia que necesita cada winch:

$$P = \frac{T}{F}$$

donde T es la tensión máxima aplicada sobre el cabo y F la fuerza que se ejerce sobre la maneta del winch (o el pedestal).

El dimensionamiento de los winches se lleva a cabo aplicando como T la tensión máxima calculada en el epígrafe anterior para los cabos que vayan a ser halados por el winch, F se tomará como 400 N en el caso de los winches accionados por el pedestal, y 200 N en los winches accionados con la maneta, ya que en el caso del pedestal se

trabaja de pie y con las dos manos, lo que permite aplicar una fuerza mayor. Las manetas tienen una longitud estándar de 254mm (valor de L).

5.1.1 Winch de la escota de la mayor

Se sitúa bajo el piano, en crujía, y está conectado con el pedestal mediante una transmisión situada en el piso de la bañera. La tensión máxima es la calculada para la escota de la mayor con una desmultiplicación 4:1. La situación de este winch bajo el piano, oculto, se debe a que sólo se va a emplear para trimar la mayor, y como va a ser accionado por el pedestal, se instala a la altura del suelo de la bañera para reducir así la longitud de la transmisión, y bajar el centro de gravedad.

5.1.2 Winches laterales

Se sitúan en los costados, a popa del asiento del patrón, y se emplean para cazar las escotas de las velas de proa y para tensionar las burdas. Para su dimensionamiento se toma la tensión de la escota del spinnaker, que es la mayor de todas. También se pueden conectar ambos winches al pedestal.

5.1.3 Winches del piano

Los dos winches del piano se emplean para todos los demás cabos del barco, como cunningham, pajarín, drizas, carros, derivas... Para dimensionarlos se considera la tensión en la driza de la mayor, por ser el valor más alto de todos los cabos que se trabajarán con estos winches, pero teniendo en cuenta que no se conectan al pedestal, por lo que el valor de F para calcular la relación de potencia necesaria es de 200 N (se obtiene así un winch el doble de potente que en el caso del pedestal, al realizar la mitad de fuerza).

Los cinco winches instalados son de fibra de carbono, para aligerar peso, autocazantes, (una característica imprescindible en un barco de navegación en solitario) y de tres velocidades. Su dimensionamiento se resume en la tabla siguiente:

Tabla 10. 4 Dimensionamiento de los winches

winch	calculado				elegido				
	cabo para dimensionamiento	tension max (kg)	Fuerza aplicada (N)	relación potencia	elegido	relación engranajes	diám (mm)	peso (kg)	modelo
mayor	escota mayor	7632,209	400	46,79498	3,4:1 15,7:1 55,6:1	1:1 4,6:1 16,3	149	11,8	B55.3STR
laterales	escota spi	7574,4	400	92,88108	2,5:1 24,8:1 100:1	1:1 9,9:1 40:1	203	20,3	B990.3STR
piano	driza mayor	8023,312	200	98,38587	2,5:1 24,8:1 100:1	1:1 9,9:1 40:1	203	20,3	B990.3STR

5.1.4 Pedestal

El pedestal es una estructura vertical con dos manetas a los lados, lo que permite ejercer un movimiento circular con ambas manos y de pie, realizando así el doble de fuerza que en un winch. Está conectado por medio de transmisiones con el winch de la escota de la mayor y los winches laterales, discurren dichas transmisiones por el suelo de la bañera.

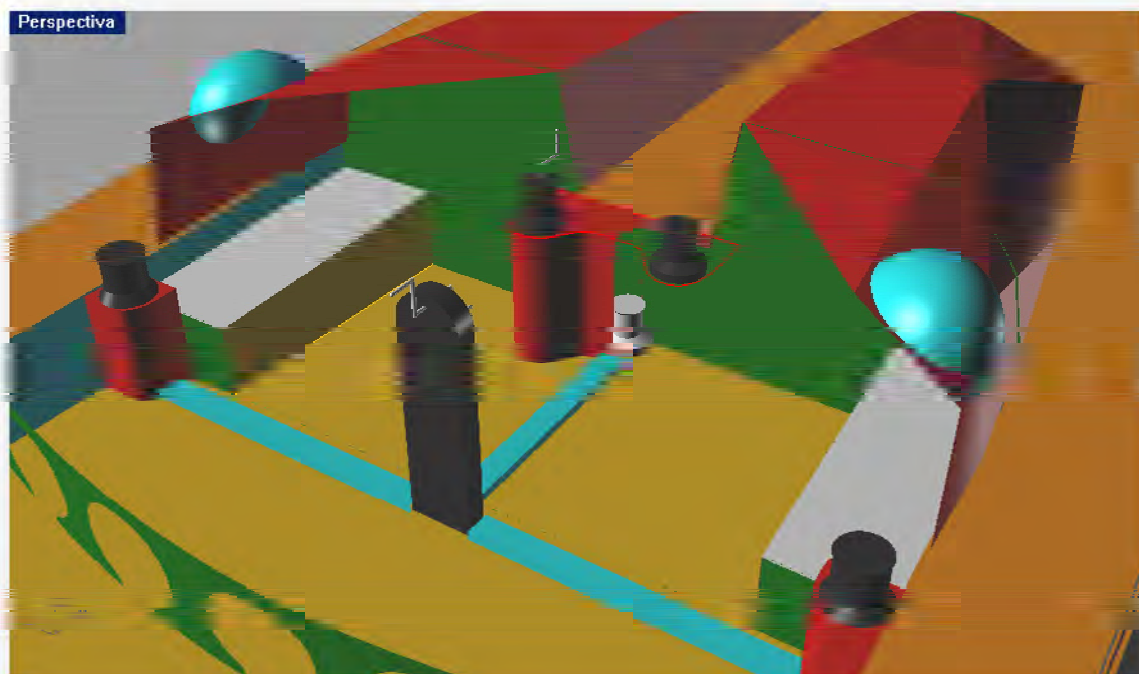


Figura 10. 11 Disposición de los winches en la bañera.

En la figura anterior pueden observarse los 5 winches instalados a bordo y el pedestal, con el conducto que aloja las transmisiones de éste a los winches en celeste.

5.2 Maniobra de la mayor

Se dimensionan en este epígrafe todas las poleas que forman parte del trimado de la vela mayor:

5.2.1 Escota

La escota de la mayor está amarrada al extremo de la botavara por un lado y a la barraescota por el otro. Ésta atraviesa toda la bañera en transversal y presenta una curvatura de modo que sus extremos se sitúan más a proa que el centro, ganando así recorrido.

El raíl de la barraescota elegido es de 64 mm, apto para veleros oceánicos de regata. La parte de los extremos se apoya en la cubierta mediante unos soportes, permitiendo el paso de cabos por debajo (burdas y escotas del spi). La parte central, sobre la bañera, se apoya en una estructura vertical que transmite los esfuerzos a la bañera, y está aligerada para ahorrar peso.

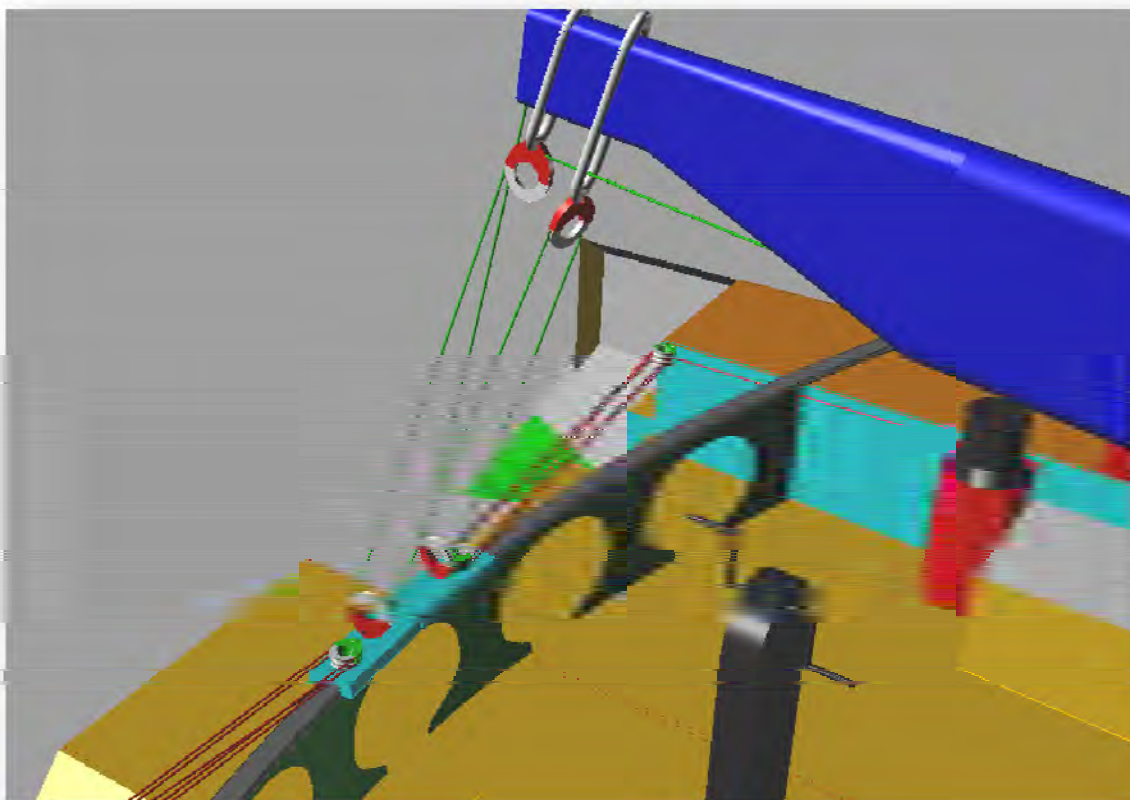


Figura 10. 12 Aparejo de la escota de la mayor: escota, poleas, barraescota, carro y su aparejo de control

Figura 10.12: se pueden apreciar la escota de la mayor (verde) con sus cuatro poleas (rojo), dos sobre el carro y las otras dos colgadas de la botavara, donde se introduce la escota; la barraescota (gris), con su soporte sobre la bañera (verde oscuro); y los dos carros gemelos, en celeste.

Para el carro, se usará un sistema doble, en cada pieza irá una de las poleas de la escota y dos que sirven como aparejo de control. Este aparejo libera de parte de la carga de trabajo al carro.

La tensión en la escota se había calculado en 7632 kg, y hay que dividirla entre cuatro por llevar instalada una desmultiplicación 4:1. Por tanto, la tensión de trabajo teórica de cada polea sería de 1908 kg, pero hay que multiplicarla por dos porque estas poleas trabajan en 180°. Luego la carga de cada **polea de la escota** es de **3816 kg**.

La carga de trabajo del **carro** es la de la escota sin tener en cuenta la desmultiplicación, es decir, los **7632 kg**.

Para el **aparejo de control del carro** se instalan 5 poleas, dos en el carro y tres en el costado, por lo que su carga de trabajo será la del carro dividida entre 5, pero al trabajar los cabos en un ángulo de 180° hay que multiplicar la carga de trabajo por dos, es decir: $(3816/5) \cdot 2 = \mathbf{1526.4 \text{ kg}}$.

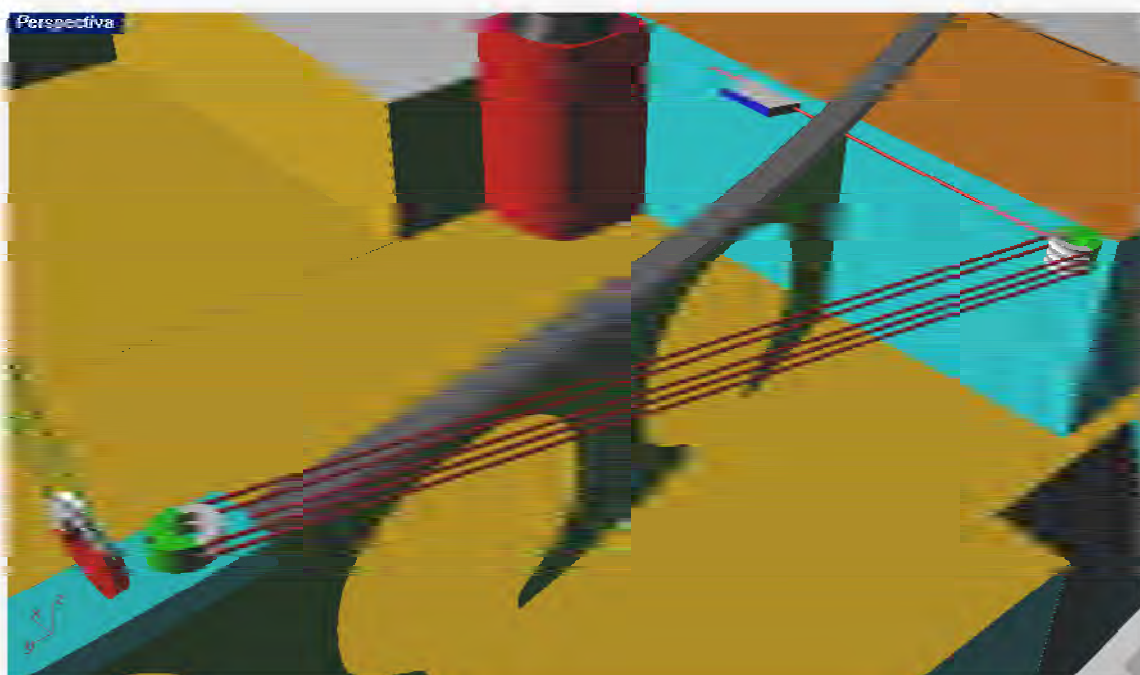


Figura 10. 13 Detalle del aparejo de control del carro de la mayor

Figura 10.13.- Se aprecia con detalle el aparejo de control del carro de la mayor, con sus cinco poleas (verde) y el cabo de control (rojo), afirmado al carro por un extremo y con su chicote libre pasando a través de un stopper con el que se hace firme, situado en el vertical de la bañera (celeste).

5.2.2 Grátil

En cuanto al izado, arriado y rizado de la vela, se instalará un raíl de palo para facilitar el deslizamiento y la transmisión de los esfuerzos. Este raíl pesa 1.619 kg/m, como el grátil de la mayor es de 28 m, el peso total será de **45.332 kg**. Este sistema incluye varios carros intermedios que se instalan a lo largo del grátil de la vela, que ejercen de puntos de unión entre el grátil de la vela y el palo:

1 carro cabezal, 5 carros de sables, 4 carros de rizos y 10 intermedios

5.2.3 Cunningham

Este sistema va arraigado al puño de amura de la mayor con un aparejo desmultiplicador 4:1 con un arraigo a la cubierta, a pie de palo, de donde se reenvía al piano. La tensión calculada en este cabo en el epígrafe anterior es de 1566.26 kg, por lo que la carga de trabajo de cada polea (teniendo en cuenta la desmultiplicación) sería de 392 kg, pero hay que considerar el doble porque las poleas trabajan con un ángulo de incidencia de los cabos de 180°, por lo que la carga de trabajo de cada polea es de **784 kg**.

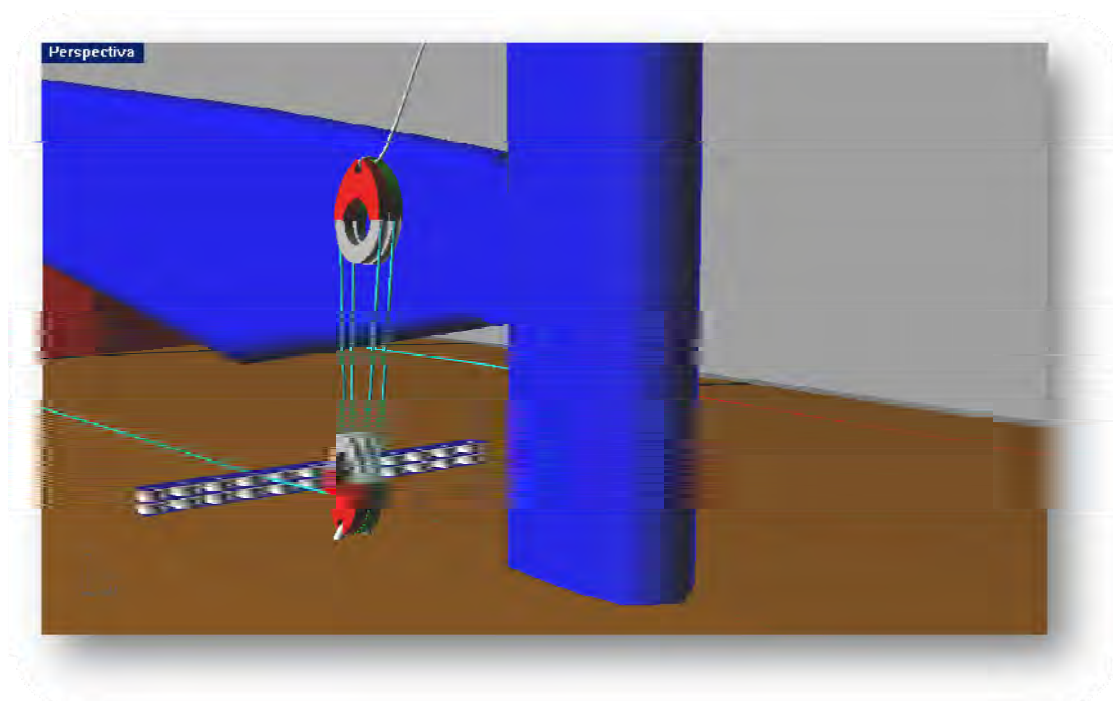


Figura 10. 14 Detalle del cunningham a pie de palo.

Figura 10.14.- Vista del aparejo del Cunningham: el grupo de poleas superior está afirmado a un cabo que pasa por el ollao de la vela y se hace firme al palo. El inferior está amarrado a la cubierta, y el cabo de trabajo (celeste) se reenvía al piano mediante los desviadrizas situados a pie de palo.

5.2.4 Pajarín

Se dimensiona con la misma carga de trabajo que la escota de la mayor, 3816kg, contando con un sistema desmultiplicador 8:1 dentro de la botavara, con salida por el extremo de proa de la misma y reenviado al piano. La carga de trabajo de cada polea es la cuarta parte de la carga en la escota de la mayor, pero hay que multiplicarlo por 2 porque estos cabos trabajan formando un ángulo de 180°, luego la carga de trabajo de las poleas del pajarín es de **954 kg**.

5.3 Maniobra del génova

Se dimensiona en este epígrafe la maniobra de las velas de proa planas (génova, solent, trinqueta y tormentín). Se calculan las dimensiones para el génova porque es la más grande y la que más fuerza ejerce. La escota está aferrada al puño de escota de la vela y se caza con el winch lateral situado en la bañera, por lo que hay que conducirla hasta allí por medio de dos poleas. La primera está montada sobre un carro transversal al barco (los veleros de crucero suelen llevar este raíl en sentido longitudinal). El propio fabricante indica que la carga en la polea del carro es 1/3 o 1/2 la carga de la escota, dependiendo del ángulo de incidencia de la escota, siendo este valor válido tanto para el carro como para la polea de escota montada sobre el mismo. En este caso se considerará que la polea trabaja a 60°, reduciendo la carga de la escota en 1/2. Como la escota pasa por una segunda polea, la carga en cada una de ellas será la mitad. Es decir:

carga en la escota del génova: 4000 kg, carga en la **polea de escota**: $4000 / 2 / 2 =$
= 1000 kg. Carga en el carro: **2000 kg**.

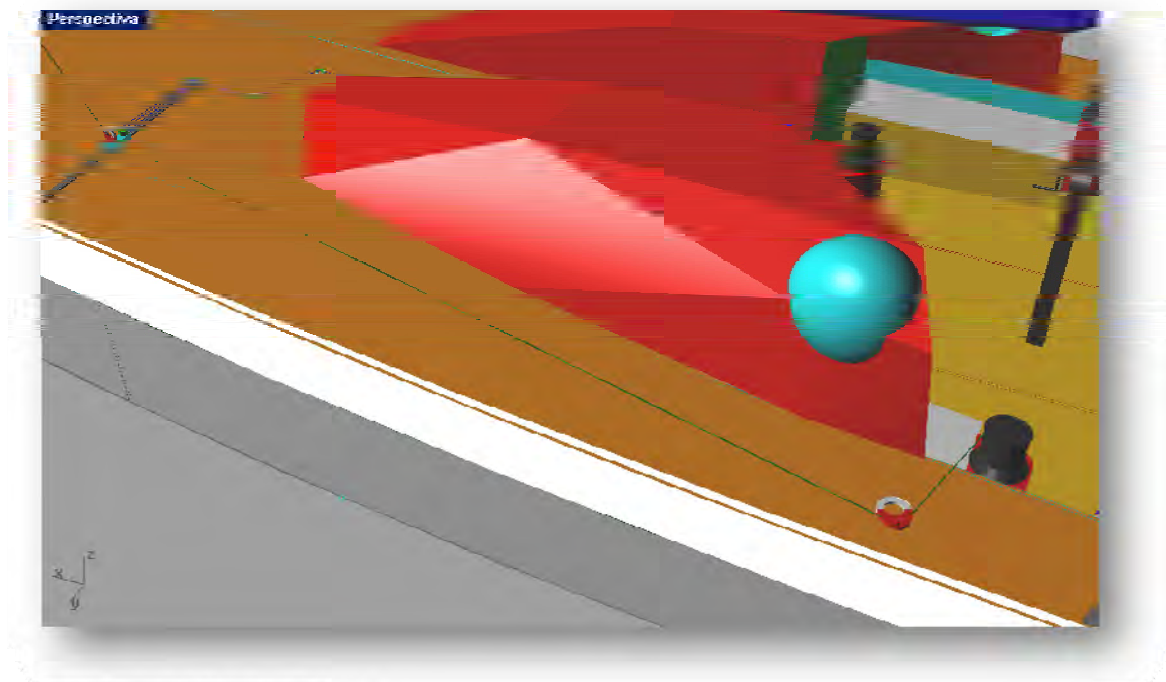


Figura 10. 15 Escota del génova

En la figura anterior se pueden ver: la escota del génova, en verde, que pasa por las poleas de escota (rojo), hasta el winch lateral.

Para el aparejo de control del carro se monta un sistema de 4 poleas en el carro, más dos poleas a mayores para guiar el cabo de control hasta el piano. Recuerdese que las poleas que trabajan a 180° sufren una carga doble que el cabo que las atraviesa, por lo que la carga de trabajo de cada una de ellas será: $(2000/6) \cdot 2 = 666.67 \text{ kg}$ para cada **polea de control del carro**.

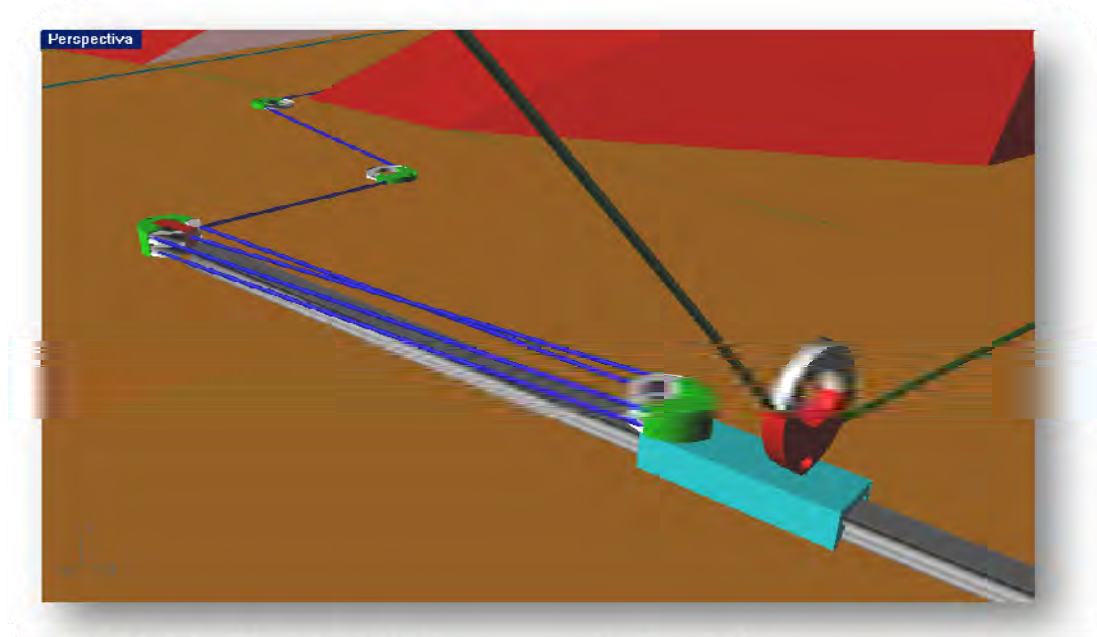


Figura 10. 16 Detalle del escotero del génova y su aparejo de control

Figura 10.16.- Detalle del carro de génova donde se ven: escota del génova (verde), polea de escota (rojo), raíl (gris), carro (celeste), poleas del aparejo de control (verdes), y el cabo de control (azul), que es conducido hasta el piano.

5.4 Maniobra del spi

Al igual que en el epígrafe anterior, en este se dimensiona el acastillaje para las velas de proa de empopada. Estas velas no van a ser empleadas con tanto viento como el que se tuvo en cuenta para calcular la carga en sus escotas, pero aún así se emplean esos números para dimensionar las poleas de sus escotas, y tener así un buen margen de confianza. Estas poleas van situadas lo más a popa cerca de la regala, ya que las velas tienen una forma muy embolsada. Desde esa posición, la escota es reenviada por debajo de la barraescota de la mayor, pasando por otra polea hasta el winch lateral. Las poleas de escota se dimensionan teniendo en cuenta la tensión en la escota del spi, que es la vela más grande de todas, que según puede verse en el epígrafe anterior es de unos 13500 kg. Como se usan dos poleas antes de que la escota llegue al winch, se divide esta cifra entre dos, por lo que la carga de trabajo de las **poleas del spi** es de **6750 kg**.

Figura 10.17.- se observa en amarillo la escota del spi (o de cualquiera de las velas de proa de empopadas), que pasa por dos poleas de escota (magenta), por debajo de la barraescota, y se dirige al winch lateral. También se observa la escota del génova (verde) con su segunda polea (rojo).

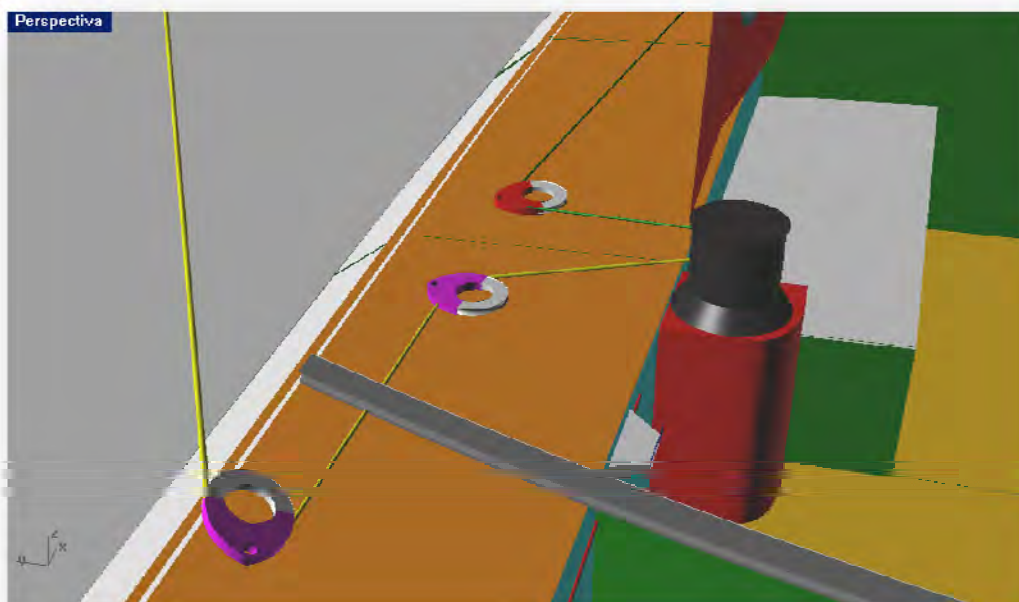


Figura 10. 17 Escota de las velas de proa de empopadas

5.5 Burdas

Se emplea un conjunto desmultiplicador 4:1. Las tres burdas se conectan a este conjunto, tensándose a la vez. El arraigo en el barco se realiza mediante un cadenote de titanio firmemente laminado a una plancha vertical instalada en la popa del barco, que atraviesa la parte superior del costado. La carga de trabajo del cabo de control de las burdas fue determinada en el epígrafe anterior en unos 920 kg, teniendo en cuenta la desmultiplicación del sistema. Como los cabos trabajan con un ángulo de 180° sobre las poleas, la carga de trabajo de cada polea será el doble: **1840 kg**.

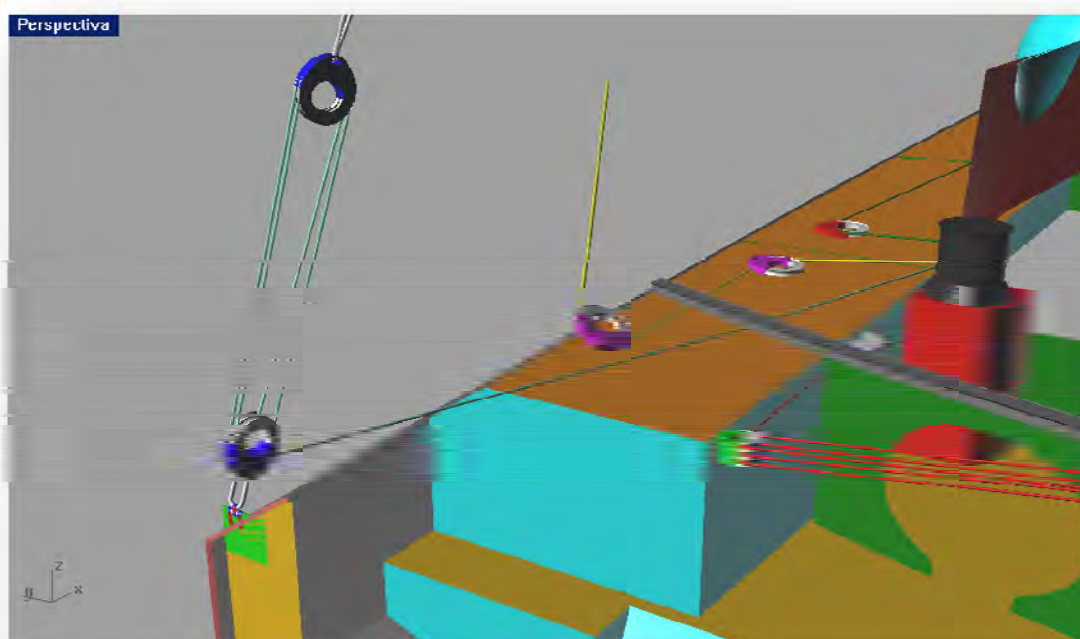


Figura 10. 18 Aparejo de tensión de las burdas

Figura 10.18.- Sistema de tensión de las burdas: cabo en celeste, poleas en azul, cabo en celeste conducido (por debajo de la barraescota) directamente al winch. También se ven: escota y poleas del spi; escota y polea del génova, aparejo de control del carro de la mayor. En la figura siguiente se aprecia con detalle el cadenote laminado al refuerzo del casco:

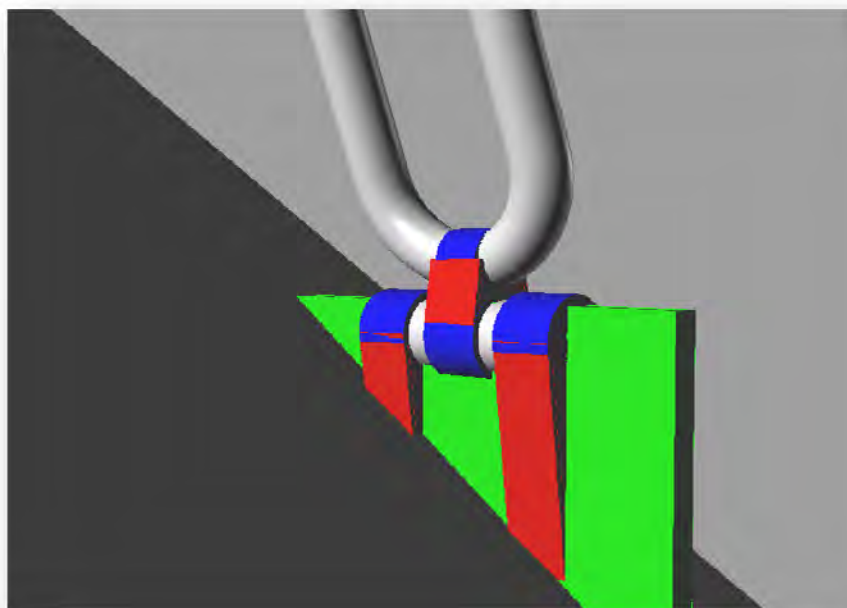


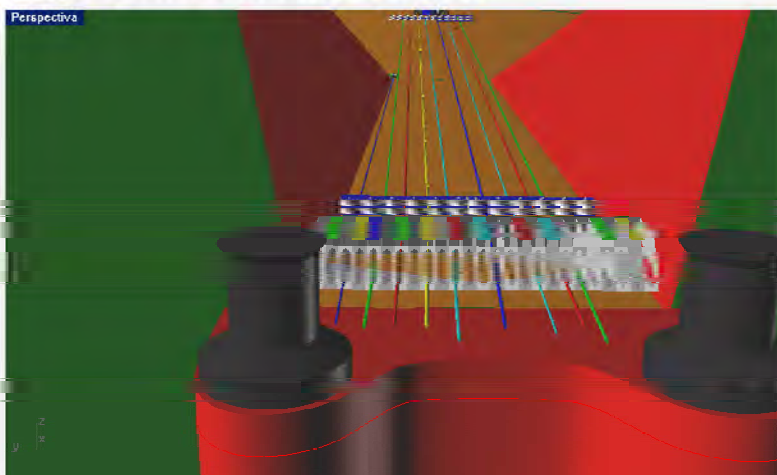
Figura 10. 19 Detalle del cadenote de las burdas.

5.6 Piano

Se denomina piano a la zona del barco situada en el extremo de proa de la bañera, desde donde se trabaja con todos los cabos reenviados a la misma. En un barco preparado para la navegación en solitario se reenvían prácticamente todos los cabos, permitiendo así realizar cualquier maniobra sin abandonar la bañera. En este barco, el piano está situado en crujía, al final del pasillo central que forman las dos cabinas, a la altura de la cintura (con el navegante de pie en la bañera), por lo que resulta una altura cómoda para trabajar con los cabos y los winches.

En el piano se encuentran los 3 winches centrales (el que sirve para cazar la escota de la mayor, oculto, sobre el que no se trabaja, ya que está conectado al pedestal; y los dos auxiliares), y hasta allí llegan todos los cabos de la maniobra, que son:

- Drizas, una para cada vela, más tres de respeto: un total de 11
- escota de mayor (1) (oculta, no se trabaja con ella, está siempre enrollada en el winch)
- cunningham y pajarín (2)
- cabos para la toma de rizos (4)
- controles de las derivas (2)
- controles de los enrolladores de las velas de proa (4)
- controles de los carros de las velas de proa (2)



Así pues se tienen un mínimo de 25 cabos diferentes, que hay que organizar para que no se lén entre sí. Para ello se disponen una serie de desviadrizas, (se denominan así aunque no sólo se emplean para las drizas), poleas

fijadas a la cubierta con su eje en vertical, de modo que se pueda desviar la línea del cabo. Se pueden instalar en dos pisos si es necesario, como es el caso.

Junto con los desviadrizas, resulta imprescindible algún mecanismo para retener los cabos, estos mecanismos son los stoppers, para cabos con mucha carga de trabajo, o los dientes, para cabos más pequeños.

Se disponen dientes, stoppers y desviadrizas suficientes para todos los cabos, todos ellos dimensionados adecuadamente para el cabo que van a afirmar, en base a la carga de trabajo del cabo y a su diámetro, al igual que las poleas. Véase el epígrafe siguiente, donde se dimensionan las poleas de tope y pie de palo.

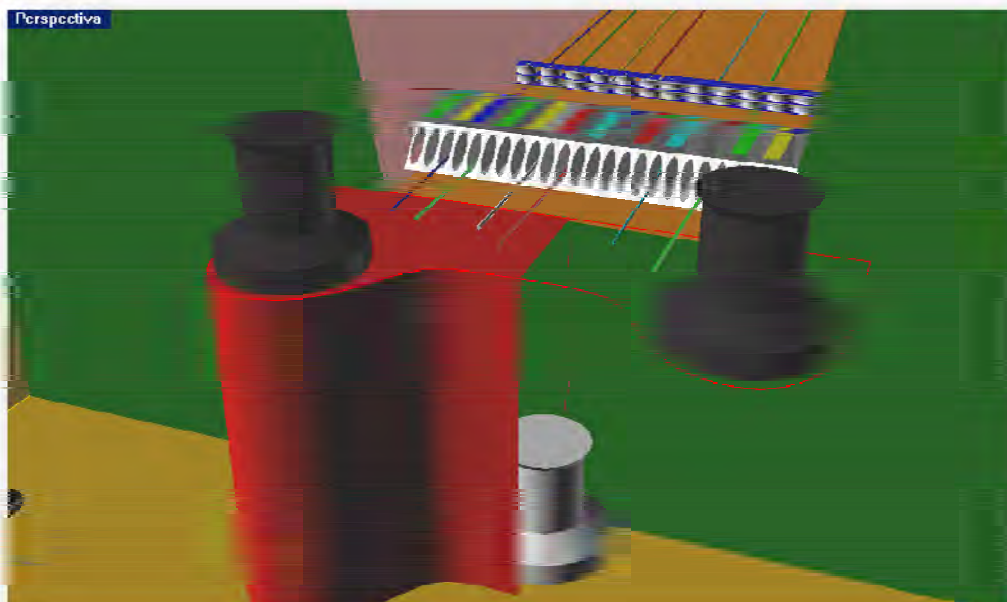


Figura 10. 20 a) y b) Piano: cabos reenviados mediante los desviadrizas (azul), stoppers (diversos colores) y winches.

5.7 Poleas de tope y pie de palo

Se incluyen en este epígrafe las poleas instaladas tanto en el tope del palo como en su pie. Hay más poleas en la base del palo, ya que en el tope sólo se encuentran las de las drizas, aunque no todas están en el tope del palo, ya que el puño de driza de cada vela llega a una altura distinta.

En la base del palo hay una polea para cada cabo que se quiere reenviar a la bañera, (al piano), que son: las drizas (11), la polea del pajarín (2), poleas para la toma de rizos (4) y las de los controles de las derivas (2). Suman un total de 19. Aquí también es necesario disponer de desviadrizas para separar las poleas y los cabos, y conducirlos de forma ordenada hasta el piano.

Al igual que todas las poleas anteriores, se dimensionan en función de la carga de trabajo del cabo que pasa por ellas, teniendo en cuenta el número de poleas a lo largo del cabo, que hacen disminuir la tensión. Las drizas pasan por dos poleas, una en el tope y otra en el pie del palo, por lo que la tensión en cada driza se divide por dos. La mayor carga soportada será la de la driza de la mayor, que se calculó en unos 8000 kg, por lo que la carga en la polea será la mitad, **4000 kg**. Para las drizas de las velas de empopada, la carga de trabajo calculada era de unos 1320 kg, por lo que la de las poleas del palo tendrá que ser de **1560 kg**. Y en el caso de las velas planas de proa, el valor de la carga de trabajo de cada polea es de **750 kg**.

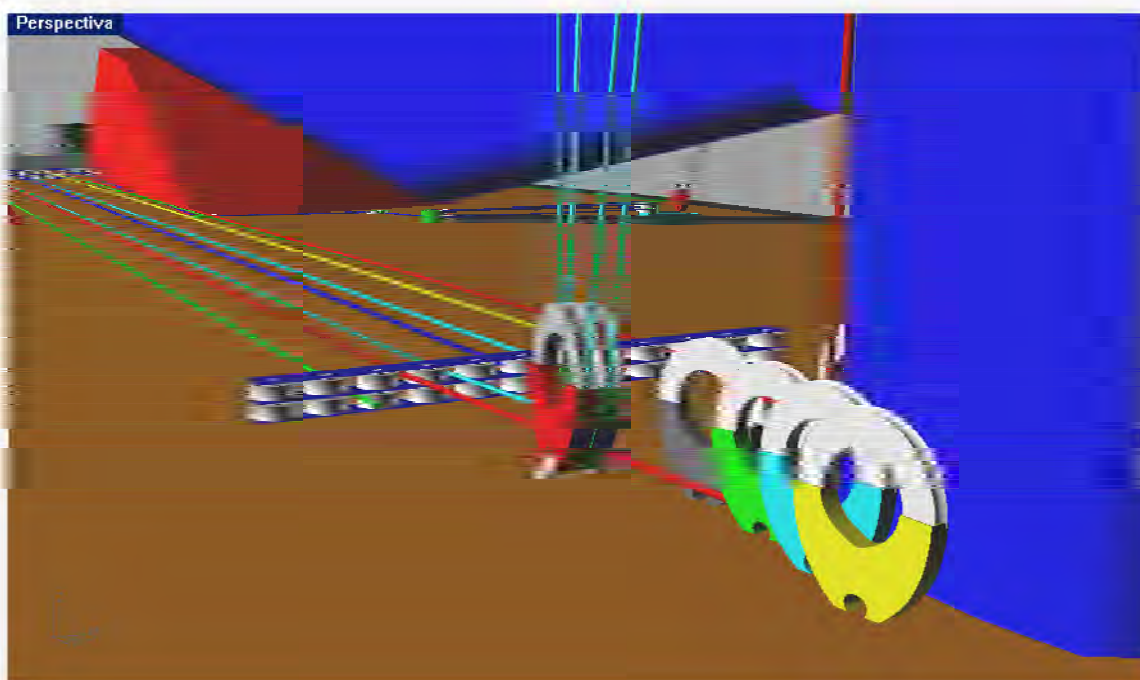


Figura 10. 21 Pie de palo, con las poleas del palo y los desviadrizas.

Figura 10.21.- Se pueden observar las poleas del pie de palo situadas en estribor. Se han dibujado tan solo 4 por claridad del dibujo, y se han representado en distintos colores, teniendo la verde una driza pasada por ella, que se adentra en el palo más arriba. Puede verse también el aparejo de cunningham, los desviadrizas (con varios cabos dibujados) y, al fondo, el piano.

5.8 Enrolladores de las velas de proa

Otros elementos indispensables en un velero para navegación en solitario son los enrolladores de las velas de proa. Éstas se izan enrolladas sobre sí mismas y, una vez en su posición se desenrollan, realizando el proceso inverso cuando se dejan de usar. Para esto es necesario disponer un sistema con dos tambores, uno en cada extremo del grátil de la vela. En los barcos de regata, estos enrolladores se accionan con un sistema de cabo sin fin, reenviado a la bañera: tirando de un extremo se enrolla y del otro se desenrolla. También se emplean para rizar las velas (las que son planas), es decir, enrollar una parte para disminuir así su superficie vélica.

El peso de estos enrolladores, para embarcaciones de este tipo, ronda los 3.4 kg para el tambor inferior y los 2.5 kg el superior.

5.9 Acastillaje seleccionado

Como ya se explicó al comienzo de este epígrafe, se detallan a continuación una serie de productos de la casa Harken[®], para obtener una aproximación lo más fiable posible del peso total del acastillaje. La selección de cada elemento se lleva a cabo en base a la carga de trabajo calculada en los apartados anteriores, escogiendo un producto que la supere, con un margen de confianza, pues la carga de trabajo y la carga de rotura son datos que ofrece el fabricante.

Hay que tener en cuenta que los elementos de la maniobra del génova, del spi y de las burdas son dobles, hay uno por cada costado. Las cantidades mostradas en la tabla siguiente se refieren a un costado. Tanto las cargas como los pesos están indicadas en kg.

Tabla 10. 5 Acastillaje seleccionado

		elegido						
		<i>carga calculada</i>	<i>carga trabajo</i>	<i>carga rotura</i>	<i>peso</i>	<i>numero</i>	<i>peso total</i>	<i>modelo</i>
mayor	<i>poleas escota</i>	3816	5000	10000	0,22	4	0,88	5,0t AirBlock TTR
	<i>carro</i>	7632	13608	27216	14,946	1	14,946	64mmMaxi
	<i>aparejo carro</i>	1526,4	3402	6804	0,728	2	1,456	BlackMagic 75mm doble
	<i>rail mayor</i>				2,24	5,38	12,0512	64mm Maxi
	<i>cunningham</i>	784	1250	2500	0,28	2	0,56	BlackMagic AirBlock 57mm doble
	<i>pajarín</i>	954	2200	4400	0,375	2	0,75	57 mm BM AirBlock triple
			1134	2268	0,155	2	0,31	57mm BM Airblock simple
	<i>raíl palo</i>				1,619	28	45,332	
carros grátil	<i>intermedios</i>		695		0,493	10	4,93	
	<i>sables</i>		953		2,98	5	14,9	
	<i>rizos</i>		953		1,071	4	4,284	
	<i>cabecal</i>		2858		2,98	1	2,98	
génova	<i>escota</i>	1000	2268	4536	0,351	2	0,702	BlackMagic AirBlock 75mm
	<i>carro</i>	2000	3500	7000	2,422	1	2,422	carro génova CB 32mm
	<i>control carro</i>	666,67	750	1500	1,169	2	2,338	Carbo AirBlock doble
			1134	2268	1,169	2	2,338	BM reenvío simple
	<i>rail</i>				1,47	1	1,47	32mm
	<i>poleas spi</i>	6750	8000	16000	1,338	2	2,676	8,0t AirBlock TTR
	<i>burdas</i>	1840	3402	6804	0,405	4	1,62	Black Magic Air Runners 100mm
poleas palo		4000	4990	9980	0,708	2	1,416	
	<i>poleas del tope y pie palo</i>	1560	2273	4545	0,326	4	1,304	
		750	1136	2273	0,175	5	0,875	
	<i>desviadrizas</i>	4000	6736	13472	1,276	4	5,104	de 6 poleas

6 REFERENCIAS

CLAUGHTON A. OLIVER C. (2004) “Design considerations for canting keel yachts”.
The International HISWA Symposium on Yacht Design and Yacht Construction
2004.

COWAN T. McEWEN L. (2006) “Sink or swing: the fundamentals of canting keel
structures”. 2nd High Performance Yacht Design Conference, Auckland 2006.

INTERNATIONAL MONOHULL OPEN CLASS ASSOCIATION (I.M.O.C.A) (2010)
Open 60’ ISAF International Class. “Class Rules 2010”

INTERNATIONAL SAILING FEDERATION (ISAF) (2010) “Offshore special
regulations. Race category 0 monohulls”

JOURDAIN R. (2009) “Veolia Environment technical specifications”

SEAHORSE MAGACINE (2007) “Design: Open 60 Safran for Marc Guillemot”

THOMSON A. (2010) “Hugo Boss Open 60 for sale”

www.bandg.com

www.cariboni.it

www.dyneema.com

www.enerpac.com

www.garmin.com

www.gurit.com

www.harken.com

www.marlow.com

1	INTRODUCCIÓN	2
2	RELACIÓN DE CONSUMIDORES	3
3	BALANCE ELÉCTRICO	5
4	SISTEMA DE BATERÍAS	
4.1	Tipos de baterías	7
4.2	Baterías de servicio	7
4.3	Baterías de arranque	9
5	CARGA DE BATERÍAS	
5.1	Generador	10
5.2	Paneles solares	10
5.3	Hidrogenerador	11
5.4	Consumo de combustible	12
5.5	Regulador de carga y separador de carga	13
6	CONVERSOR DC/DC	15
7	REFERENCIAS	16
8	ANEXO. PLANO DE DISTRIBUCIÓN ELÉCTRICA	17

1 INTRODUCCIÓN

En este Cuaderno se describe y dimensiona la planta eléctrica del barco, imprescindible para el funcionamiento de todos los equipos instalados a bordo. Al tratarse de un velero no se dispone de un motor funcionando en todo momento, por lo que la alimentación eléctrica se basa en un conjunto de baterías que suministran una red de 12 y 24 V de corriente continua. Por razones de peso y empacho no es aconsejable la instalación de una red de corriente alterna, a parte de que todos los equipos instalados funcionan con continua.

Las baterías se recargan de forma periódica, prácticamente a diario, mediante el alternador del motor auxiliar, apoyado por un conjunto de placas solares y un hidrogenerador, que permiten disminuir la cantidad de combustible embarcado de forma considerable, lo que conlleva un ahorro de peso.

2 RELACIÓN DE CONSUMIDORES

A continuación se detallan todos los equipos eléctricos instalados a bordo, diferenciando los consumidores alimentados a 12 V y los de 24. Estos equipos fueron descritos y dimensionados en el Cuaderno 10.

La mayoría de los equipos no presentan un consumo fijo, por esta razón se detallan los consumos de los equipos en dos condiciones distintas, denominadas **en espera** y **en funcionamiento**. Por ejemplo, los sistemas de comunicaciones tienen un consumo relativamente bajo en *stand-by*, encendidos pero sin transmitir ni recibir, pero un consumo considerable cuando están transmitiendo. En el caso de luces y bombas esta distinción carece de sentido, pues o están conectados o no lo están, por lo que en la condición de espera su consumo se ha marcado nulo. Los ordenadores y equipos electrónicos de navegación presentan el mismo consumo en ambas situaciones. En la columna donde se indica el número de elementos, 1+1 se refiere a que hay dos equipos pero uno es de respeto, por lo que nunca funcionarían a la vez.

Tabla 11. 1 Relación de equipos instalados a bordo y su consumo (W) en situación de espera y en funcionamiento

12 V	número	condición: en espera	condición: en funcionamiento
potabilizadora	1+1	0	118,75
VHF	1	1	25
inmarsat miniC	1	5	22
GPS	1+1	1	1
ordenadores	2	15	15
procesador B&G	1	6	6
instrumentación	varios	5	5
displays	5	0,6	1,08
luces navegación	3	0	7,5
luces motor/fondeo	1+1	0	2,5
luces habilitación	2	0	5
AIS	1	3,5	7
bomba achique	1+1	0	42
24V			
radar	1	25	33,5
radio BLU	1	5	125
inmarsat 77	1	0	370
piloto automático	1+1	288	288

Como puede observarse en la tabla anterior, faltan dos equipos fundamentales para la navegación de este velero de regatas: la bomba del mecanismo de la orza y la bomba de lastre. En el Cuaderno 10 se estimó el consumo de la primera en unos 4.3 kW. De la

segunda no se han podido encontrar datos fiables, pero se puede estimar en unos 2 kW (como máximo), ya que se trata de una bomba de unos 1400 l/min de caudal. Ambos consumos resultan muy elevados para estar alimentados por baterías, por lo que ambas bombas se alimentarán directamente del motor auxiliar. Puede parecer muy engorroso tener que arrancar el motor cada vez que se quiera realizar una virada, pero hay que tener en cuenta que en la navegación oceánica en solitario o con tripulación reducida se practican pocas viradas (no tiene nada que ver con las regatas costeras entre boyas), pues son maniobras lentas y complicadas para las que se puede emplear fácilmente más de 15 minutos.

3 BALANCE ELÉCTRICO

Para realizar el balance eléctrico del barco se van a considerar dos condiciones bien diferenciadas: **navegación normal** y **consumo máximo**. En un velero de regatas no tiene sentido analizar las situaciones de puerto y fondeo, habituales en los balances de buques y embarcaciones de recreo, ya que no hay grandes consumidores, como los equipos destinados a mejorar el confort a bordo. La mayor parte del tiempo el barco se encontrará en la denominada navegación normal, donde algunos equipos están apagados y la mayoría en su modo de espera, y con ella se dimensionará la planta eléctrica. La situación de consumo máximo es irreal, pues por su naturaleza y funciones nunca se conectarán todos los equipos a la vez, pero se calcula igualmente para analizar la capacidad total de la planta.

Al realizar el balance eléctrico se analizan las dos condiciones mencionadas en el párrafo anterior, y para cada una de ellas se determina el tipo de consumo de cada equipo (en espera o en funcionamiento, descritos en el epígrafe anterior), afectados por el coeficiente de servicio y régimen (K_{sr}). En la situación de consumo máximo se ha considerado un coeficiente unidad, ya que se pretende conocer el consumo total de todos los equipos. En la condición de navegación normal se han aplicado los siguientes coeficientes:

- las **luces** de navegación y habilitación se consideran con un K_{sr} de 0.5, puesto que sólo se encenderán por la noche. (las luces de navegación a motor y fondeo no se usarán salvo en situaciones excepcionales, por lo que se les asigna un coeficiente nulo)
- la **potabilizadora** tiene una capacidad de producción de 18 l/hora, mayor que las necesidades de agua diarias, por lo que, como mucho, funcionará una hora al día ($K_{sr} = 0.04$)
- de la misma manera, la antena de comunicaciones por satélite **Inmarsat Fleet 77** sólo se usará, en principio, una vez al día, para el envío de fotos, audio y vídeo y llamadas de videoconferencia, por lo que se supondrá el mismo coeficiente. (es común en este tipo de regatas la comunicación diaria con cada embarcación por parte de la organización, no sólo para potenciar el seguimiento con contenidos multimedia, sino por seguridad)
- no es necesario que el **radar** esté encendido permanentemente, ya que hay zonas de navegación muy alejadas de las rutas habituales, zonas donde no hay peligro de icebergs, etc. por eso se le aplica un K_{sr} de 0.5.
- lo mismo ocurre con el **piloto automático**, ya que, siempre que pueda, el navegante preferirá gobernar el barco con sus propias manos, pues aunque resulte agotador, siempre se obtiene un mayor rendimiento del barco.

El balance eléctrico se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 11. 2 Balance eléctrico del barco con dos situaciones de carga eléctrica: normal y máximo.

	condición del equipo		situación de carga eléctrica						CONSUMOS	
	espera	funcionando	normal			máximo			normal	máximo
12 V			<i>K_{sr}</i>	tipo	consumo	<i>K_{sr}</i>	tipo	consumo		
potabilizadora	0	118,75	0,04	funcionando	118,75	1	funcionando	118,75	4,75	118,75
VHF	1	25	1	espera	1	1	funcionando	25	1	25
inmarsat miniC	5	22	1	espera	5	1	funcionando	22	5	22
GPS	1	1	1	=	1	1	=	1	1	1
ordenadores	30	30	1	=	30	1	=	30	30	30
procesador B&G	6	6	1	=	6	1	=	6	6	6
instrumentación	5	5	1	=	5	1	=	5	5	5
displays	0,12	1,08	0,5	funcionando	5,4	1	funcionando	5,4	2,7	5,4
luces navegación	0	7,5	0,5	funcionando	22,5	1	funcionando	22,5	11,25	22,5
luces motor/fondeo	0	2,5	0	espera	0	1	funcionando	2,5	0	2,5
luces habilitación	0	5	0,5	funcionando	10	1	funcionando	10	5	10
AIS	3,5	7	1	espera	3,5	1	funcionando	7	3,5	7
bomba achique	0	42	0	espera	0	1	funcionando	42	0	42
SUBTOTAL 12 V									75,2	297,15
24V										
radar	25	33,5	0,5	espera	25	1	funcionando	33,5	12,5	33,5
radio BLU	5	125	1	espera	5	1	funcionando	125	5	125
inmarsat 77	0	370	0,05	funcionando	370	1	funcionando	370	18,5	370
piloto automático	0	288	0,6	funcionando	288	1	funcionando	288	172,8	288
SUBTOTAL 24 V									208,8	816,5
CONSUMOS TOTALES (W)									284	1113,65

4 SISTEMA DE BATERÍAS

4.1 Tipos de baterías

En primer lugar hay que señalar que la planta eléctrica de este proyecto contará con dos tipos de baterías diferentes, baterías de servicio y baterías de arranque.

Las primeras, también denominadas baterías de ciclo profundo, están concebidas para suministrar energía de forma continuada durante mucho más tiempo, y soportan perfectamente un uso intensivo con un elevado número de ciclos de carga y descarga. Este tipo de baterías se empleará para el suministro de potencia a todos los equipos descritos anteriormente.

Las baterías de arranque tienen la particularidad de ofrecer una elevada corriente durante breves períodos de tiempo, y están indicadas para el arranque de los motores.

4.2 Baterías de servicio

Estas baterías se encargarán de alimentar todos los consumidores de a bordo, tanto los de 12 como los de 24 V. La principal característica a la hora de seleccionar una batería de ciclo profundo es su capacidad –medida en A·h- para un tiempo de descarga de 20 horas (punto en el que el voltaje de salida es de 10.5 V). Hay que tener en cuenta que los fabricantes de baterías recomiendan iniciar la carga cuando se haya gastado no más del 85% de su capacidad.

El consumo de los equipos en la situación de carga normal es de 284 W, lo que implica una corriente total de $284/12 = 23.667 \approx 24$ A (aunque haya consumidores a 24 V, las baterías tienen una diferencia de potencial en sus bornes de 12). Teniendo en cuenta un ciclo de descarga de 20 horas, la capacidad total del conjunto de baterías ha de ser de $20 \cdot 24 = 480$ A·h. Dejando un margen del 15% de la capacidad sin descargar se obtienen 565 A·h que son necesarios para la planta eléctrica del barco.

Se compararon dos marcas comerciales para obtener unos datos más fiables sobre las dimensiones y capacidades de las baterías, Trojan® (Trojan Battery Company, EE.UU) y Mastervolt® (Holanda). La primera ofrece baterías de hasta 230 A·h, por lo que se podrían cumplir los requisitos con dos de 230 A·h y una de 120. El peso total del sistema sería de 115 kg.

Las baterías de Mastervolt sólo llegan hasta los 200 A·h, por lo que harían falta tres baterías de 200 A·h para cumplir los requisitos de potencia, obteniendo un banco de 210 kg de peso.

Todas estas baterías son de gel, ya que así lo obligan las reglas de la ISAF, puesto que estas baterías no tienen mantenimiento ni derrames de ácidos. Sin embargo, Mastervolt ha desarrollado baterías de uso marino de tecnología de iones de Litio (como las baterías de los móviles y los ordenadores portátiles), con innumerables ventajas:

- triple de vida útil (hasta unos 2000 ciclos de carga y descarga)
- ahorros de peso y empacho del 30% con respecto a las baterías convencionales
- potencia disponible constante, con independencia de la carga conectada y el tiempo de descarga
- no tienen efecto memoria, es decir, no disminuyen sus características con los ciclos de carga/descarga.
- este sistema de baterías ha sido elegido por el equipo *Camper by Emirates Team New Zealand*, participante en la Volvo Ocean Race 2011-12 con un rendimiento muy satisfactorio y un considerable ahorro de peso.

Con un voltaje de 12 V, esta marca comercializa una batería de 320 A·h, que pesa 55 kg. Haría falta instalar dos de estas baterías para cubrir las necesidades de la planta eléctrica, por lo que se obtendría una capacidad total de 640 A·h con 110 kg de peso. A pesar de que de esta forma la planta está sobredimensionada en 75 A·h, con un peso igual al del conjunto de baterías Trojan, se escoge esta opción por tener menos empacho, y porque esa capacidad extra puede resultar de gran utilidad en caso de emergencia, en la que se necesite mayor consumo que el calculado en la situación de carga normal (bomba de achique, piloto automático, radios VHF y BLU emitiendo señales de socorro...) y no se pueda arrancar el motor auxiliar. Es una situación catastrófica, pero hay que pensar que en medio del océano uno se puede encontrar a más de 3000 millas de la costa más cercana.

De esta manera se puede suministrar una potencia continua durante 20 horas de:

$$P = 640 \text{ (A} \cdot \text{h)} / 20 \text{ (h)} \cdot 12 \text{ (V)} = 32 \text{ (A)} \cdot 12 \text{ (V)} = \mathbf{384 \text{ kW}}.$$

O bien, se realiza el cálculo contrario: dada una situación de emergencia con toda la planta consumiendo al máximo calculado anteriormente, la capacidad del banco de baterías medido en horas:

$$\text{intensidad (A)} = 1114 \text{ (W)} / 12 \text{ (V)} = 93 \text{ (A)}$$

$$\mathbf{\text{tiempo} = 640 \text{ (A} \cdot \text{h)} / 93 \text{ (A)} = 6.88 \text{ horas}}$$

que resulta un tiempo de funcionamiento de la planta eléctrica a pleno rendimiento más que aceptable.

4.3 Baterías de arranque

Para seleccionar una batería de arranque hay que fijarse en el CCA (*cold cranking amps*) y el MCA (*marine cranking amps*), cantidad de amperios que una batería puede suministrar durante 30 segundos a 0° C y 20° C, respectivamente.

Los motores Volvo instalados, el propulsor y el auxiliar, tienen sendos motores de arranque eléctricos de 2 kW y 1.2 kW, por lo que con una red de 12 V se necesitan 166.67 A y 100 A, respectivamente. Se instala una batería de arranque para ambos motores, ya que rara vez se tendrán que arrancar a la vez y, dado que ambos cuentan con alternador, una vez arrancado uno se podrá arrancar el otro.

Se selecciona una batería de la casa Mastervolt de 70 A·h, con un CCA de 385 A y un MCA de 616, y un peso de 21.5 kg.

5 CARGA DE BATERÍAS

Para la carga del banco de baterías se cuenta con tres fuentes distintas complementarias, resultando en una planta eléctrica con mayor redundancia y un menor consumo de combustible.

Generalmente, las plantas eléctricas de un velero de regatas cuentan con una fuente principal de energía, que es un motor de combustión (en este caso el motor auxiliar), siendo las otras fuentes renovables: bien energía solar, eólica o, más recientemente, hidrodinámica, gracias al desarrollo del HidrogeneradorTM. Los avances en tecnologías de energías renovables están haciendo posible una disminución de consumo de combustibles fósiles para una misma demanda eléctrica, lo que beneficia no sólo al medio ambiente, sino también al rendimiento de un velero de competición, pues la cantidad de combustible necesaria para una circunnavegación supone varios cientos de kilos de peso.

Como ejemplo de estos avances, el Open 60 español *Acciona 100% EcoPowered* (botado en 2011) es el primer barco de la clase IMOCA que no tiene ninguna máquina de combustión a bordo, gracias –en parte- a estos dispositivos.

En este proyecto se instalarán estos dispositivos, pero aún así, se opta por una vía más tradicional de contar con el sistema descrito hasta ahora, en el que la fuente principal de energía es el motor auxiliar, ganando así en redundancia y fiabilidad.

5.1 Generador

El principal recurso para la carga de las baterías es el motor auxiliar, que está equipado con un alternador capaz de ofrecer 35 A al ralentí y 100 A en régimen de crucero, según datos del fabricante, Volvo Penta. El motor auxiliar fue descrito en el Cuaderno 7 de este proyecto.

5.2 Paneles solares

Se instalan una serie de paneles solares de pequeño tamaño en la parte superior de los costados, siendo un total de 10 por cada banda. Estos paneles ofrecen una potencia de 10 W. Por otro lado, se instalan sobre el techo de la cabina dos paneles más grandes, de 120 W, uno en cada banda. Todos los paneles suman un total de 440 W, pero hay que aplicarles un coeficiente de 0.5, ya que de noche no producen energía, y otro de 0.3 con el que se simula el tiempo que pueden estar inoperativos debido a la baja luminosidad

en días nublados o a quedar a la sobra de las velas. Los paneles situados en el costado de barlovento se ven beneficiados de su posición con la escora, ya que quedan situados de forma más horizontal, sin embargo los de barlovento estarían casi en vertical, disminuyendo drásticamente su producción de energía). Con todas estas consideraciones se obtendría un total de 66 W.

Se multiplica esta potencia por el número de días en que se estima la duración de la regata, y por 24 horas que tiene un día, y se obtiene la producción total de electricidad de los paneles solares:

$$\text{capacidad de producción solar} = 66 \cdot 120 \cdot 24 = 190 \text{ kW}\cdot\text{h}$$

5.3 Hidrogenerador

El hidrogenerador adaptado a barcos de regatas oceánicas es un dispositivo patentado por la empresa francesa Watt&Sea, denominado Hydrogenerator™ Racing, de desarrollo muy reciente, que ofrece unos resultados muy sorprendentes: con una velocidad del barco de 12 nudos ofrece una potencia de salida de 500 W. Es decir, que con este dispositivo se podría producir toda la energía que necesitan los equipos instalados a bordo. No es de extrañar que la práctica totalidad de la flota IMOCA y otras flotas de regatas oceánicas estén instalando estos dispositivos.

En la figura de la página siguiente puede observarse cómo la producción de potencia del Hydrogenerator™ comienza a ser significativa a partir de los 8 nudos, velocidad fácilmente alcanzable por este tipo de barcos en navegación oceánica, y alcanza su máximo a los 12 nudos. La producción de energía es más continua y más elevada con este dispositivo que con cualquier molino de viento, siendo su resistencia de arrastre mínima, gracias a un diseño hidrodinámico y a que la hélice es de paso variable controlada electrónicamente. Tiene un peso de sólo 7 kg. Se aplican al Hydrogenerator™ un coeficiente de régimen de 0.7, ya que no siempre se conseguirá alcanzar la velocidad de 12 nudos (aunque a partir de 8 nudos ya se obtienen 150 W), y otro de 0.8 debido a pérdidas, se obtiene una potencia final de salida de 280 W. Multiplicado por la duración del viaje en horas:

$$\text{capacidad del Hydrogenerator}^{\text{TM}} = 280 \cdot 120 \cdot 24 = 806 \text{ kW}\cdot\text{h}$$



Figura 11. 1 Imagen del Hydrogenerator™

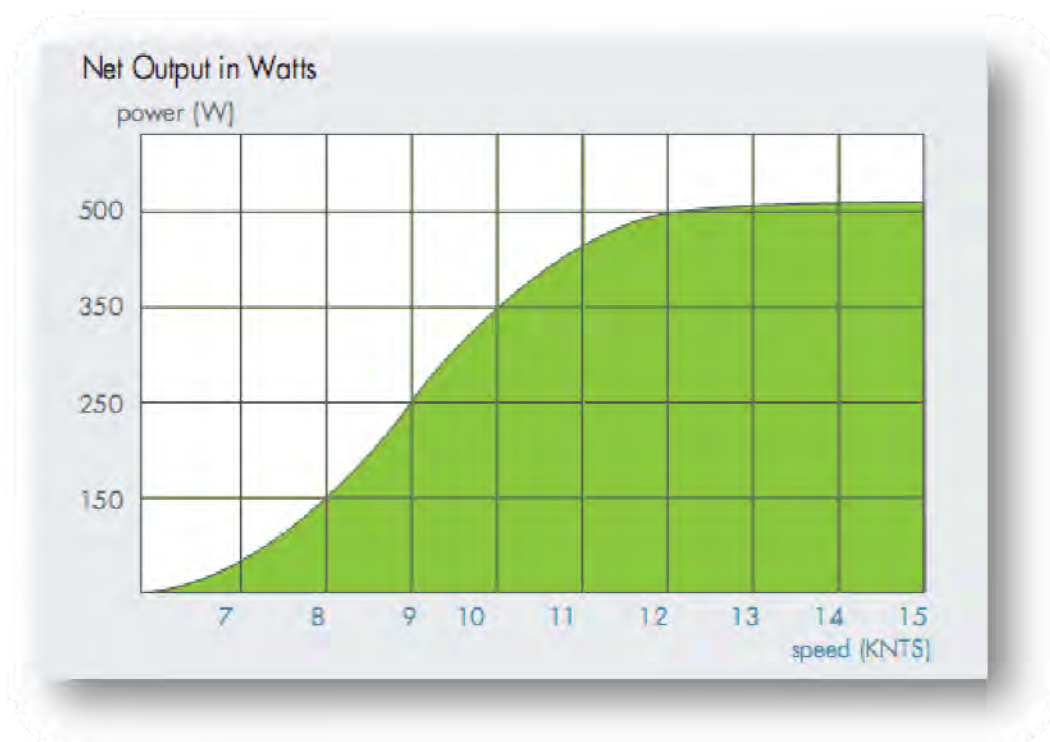


Figura 11. 2 Potencia producida por el Hydrogenerator™ en función de la velocidad del barco

5.4 Consumo de combustible

Para calcular la cantidad de combustible necesaria para la duración de la regata se calcula en primer lugar la cantidad de kW·h que se consumirán durante la misma:

En el Epígrafe 3 de este Cuaderno se calculó la potencia necesaria para alimentar los equipos instalados en las condiciones de carga normal y máxima. Se puede suponer que el porcentaje de tiempo que el barco navegará en cada una se reparte en un 80/20 a favor de la primera, por lo que el consumo total será de 450 W. Multiplicados por la duración en horas de la regata resultan en 1296 kW·h, de los cuales $1296 - 190 - 806 = 300 \text{ kW·h}$ tendrán que ser producidos por el motor auxiliar, ya que los otros se obtendrán mediante los paneles solares y el Hydrogenerator™.

Por tanto, se necesita combustible para producir un total de 300 kW·h para toda la regata. Como ya se ha indicado en el Epígrafe 5.1, el alternador del motor ofrece 100 A en velocidad de crucero, pero este dato se refiere al uso del motor como sistema propulsor, por lo que, sin ninguna hélice acoplada, el régimen del motor será menor. De esta forma no se puede conocer el consumo por hora, ya que no se conoce el régimen de trabajo, pero asumiendo que está cercano al ralentí (y con un margen de confianza), se puede estimar en 2 l/h, consumo a 2000rpm, velocidad a la que el motor ofrecería una potencia a la hélice, si la hubiera, de 5 kW (véanse las curvas potencia-RPM y consumo-RPM del motor auxiliar en el Cuaderno 7).

No se conoce la carga del alternador, pero será mayor que la potencia de la hélice y menor que la del cigüeñal (la del motor girando en vacío), que a 2000 rpm es de 15 kW. Suponiendo un valor de 8 kW, se obtiene un consumo de combustible de $2 \text{ (l/h)} / 8 \text{ (kW)} = 0.25 \text{ l/kW}\cdot\text{h}$. Se añade un coeficiente por pérdidas del alternador y el sistema de carga de baterías de 0.8, y se obtiene un consumo final de **0.3125 l/kW·h**.

Como con este combustible se tienen que generar 300 kW·h, se obtiene una cantidad total de combustible de:

$$\text{volumen de combustible: } V = 300 \cdot 0.3125 = \mathbf{93.75 \text{ l}}$$

$$\text{peso de combustible embarcado: } \mathbf{110.3 \text{ kg}}$$

menor que el estimado en el cálculo de pesos y centro de gravedad del barco, con un ahorro de 140 kg.

5.5 Regulador de carga y separador de carga

Resulta imprescindible la inclusión de un regulador de carga entre el alternador del motor auxiliar y las baterías. Este dispositivo controla permanentemente la tensión que les llega a las baterías, prolongando su vida útil, evitando sobrecargas y picos de tensión, y administrando la carga en el tiempo de la mejor manera posible.

Los reguladores de carga de la casa Mastervolt pueden cargar hasta tres bancos de baterías diferentes (en este caso sólo hay dos, las baterías de servicio y la de arranque) y desarrollan un ciclo de carga en tres etapas controlado electrónicamente:

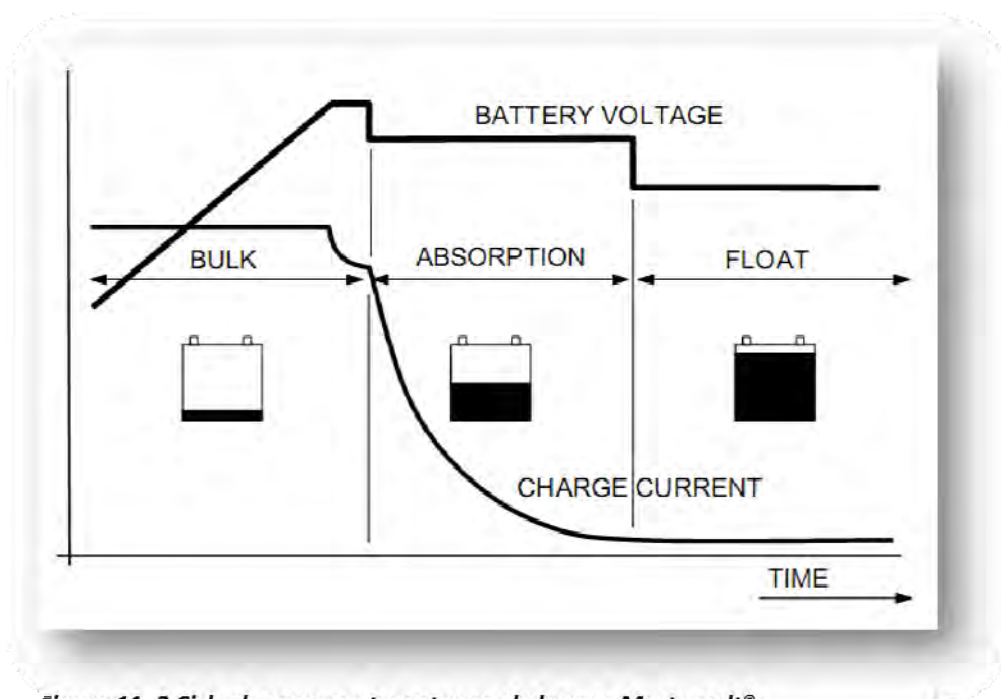


Figura 11. 3 Ciclo de carga en tres etapas, de la casa Mastervolt®

ETAPAS del ciclo de carga:

- bulk (volumen): corriente máxima a la salida del cargador, se aporta la mayor parte de la capacidad de la batería, y la tensión llega a 14.4 V
- absorption (absorción): desde el punto anterior hasta que la batería está completamente cargada, tensión de 14.25 V
- float (flotación): se pasa a una tensión de 13.25 V, manteniendo la batería. Las cargas conectadas se alimentan directamente del cargador mientras que supongan una corriente menor que la que está recibiendo, en cuanto se sobrepasa la carga se empieza a consumir de la batería.

El separador de carga permite el reparto adecuado de la carga a cada banco de baterías, las de servicio por un lado y la de arranque por el otro, que al ser de diferente naturaleza y función, se descargan a ritmos muy distintos. Sin el separador de carga, ésta fluiría de la batería más cargada a la más descargada. El separador permite que cada batería reciba la carga que necesita en cada momento.

La casa Mastervolt ofrece ambos dispositivos combinados en un solo producto, el regulador Alpha Pro 12V, que se instalará entre las fuentes de energía (alternador, Hydrogenerator™ y paneles solares) y las baterías.

6 CONVERSION DC/DC

Se dispone de un conversor DC/DC para alimentar los equipos que trabajan a 24 V, ya que las baterías de servicio están conectadas en paralelo y son de 12 V. Debe tener una potencia mínima de algo más de 800 W, que es el consumo máximo a plena carga de los consumidores de 24 V.

7 REFERENCIAS

www.kyocerasolar.es

www.mastervolt.com

www.trojanbattery.com

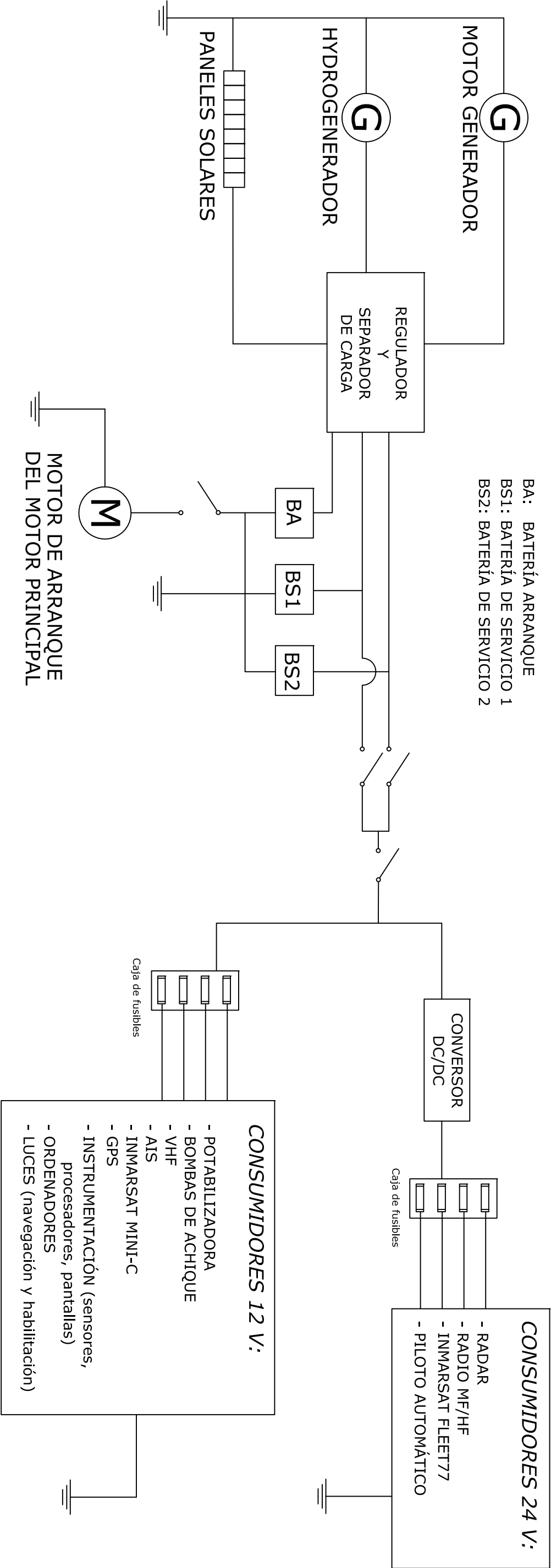
www.volvopenta.com

www.wattandsea.com

8 ANEXO. PLANO DE DISTRIBUCIÓN ELÉCTRICA

Se presenta a continuación el siguiente plano:

PLANO Nº 7: Distribución eléctrica.



PROYECTO Nº 1719		
E.T.S.I.NAVALES		
DISTRIBUCIÓN ELÉCTRICA		
ESCALA	SIN ESCALA	TIPO DE BARCO: Velero de competición
TUTOR	José María Riola Rodríguez	Clase IMOCA OPEN 60
ALUMNO	Jose Manuel Ballester Viéitez	PLANO Nº: 7

1	LAMINADOS	2
2	MANO DE OBRA	2
3	ARBOLADURA	2
4	VELAS	3
5	CÁMARA DE MÁQUINAS Y ELECTRICIDAD	3
6	EQUIPOS	4
7	COSTE TOTAL	5

1 LAMINADOS

Se incluye en este epígrafe el coste de los materiales que conforman el barco en sí mismo: casco, cubierta, mamparos estructurales, dobles fondos y cámaras de aire, cabina, cajas de las derivas... Cada elemento se compone de diferentes capas de laminados preimpregnados, pero se ha determinado el coste por metro cuadrado de un laminado medio.

LAMINADOS		
<i>superficie total</i>	299,096	m ²
<i>coste laminado medio</i>	300	€/ m ²
<i>coste total laminados</i>	89728,8	€
<i>material sobrante</i>	8972,88	€
<i>molde one-off</i>	35000	€
<i>apéndices</i>	30000	€
<i>ceras y consumibles</i>	7500	€
TOTAL LAMINADOS	171.800,8€	

2 MANO DE OBRA

El tiempo de producción de un velero oceánico de Clase IMOCA suele implicar unas 36.000 horas de trabajo, por parte de mano de obra muy cualificada. Se considera el coste de esta mano de obra en uno 35 €/hora, incluyendo costes indirectos. Por lo que el coste total de la mano de obra para la construcción de este barco es de:

MANO DE OBRA	
<i>horas de trabajo</i>	36000
<i>coste/hora</i>	35 €
TOTAL MANO DE OBRA	1.260.000€

3 ARBOLADURA

ARBOLADURA	
<i>palo</i>	150000
<i>botavara</i>	40000
<i>jarcia fija</i>	15000
<i>jarcia de labor</i>	8000
TOTAL ARBOLADURA	213.000€

4 VELAS

VELAS	cantidad	coste/u	coste (€)
mayor	1	30000	30000
génova	1	20000	20000
solent	2	18000	36000
trinqueta	1	15000	15000
tormentín	1	10000	10000
spinnaker	1	35000	35000
gennaker	2	30000	60000
Codigo 0	1	25000	25000

TOTAL VELAS 231.000€

5 CÁMARA DE MÁQUINAS Y ELECTRICIDAD

CÁMARA DE MÁQUINAS	número	coste ud.	coste
motor principal	1	15600	15600
motor auxiliar	1	10300	10300
depósito combustible	4	-	500
baterías servicio	2	6700	13400
batería arranque	1	245	245
regulador carga	1	260	260
Hydrogenerator™	2	6000	12000
paneles solares			
10W	20	99	1980
120W	2	300	600

TOTAL CÁMARA DE MÁQUINAS Y ELECTRICIDAD 54.885 €

6 EQUIPOS

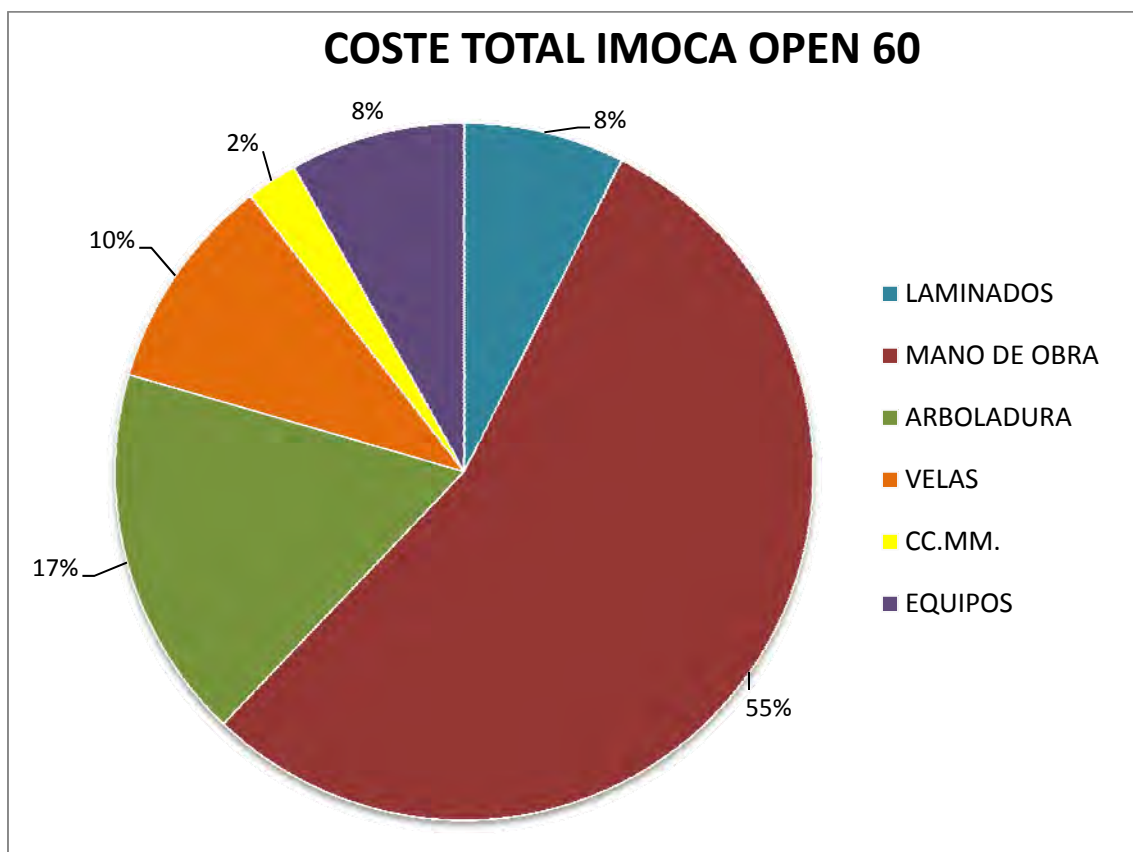
			coste (€)	
	EQUIPOS	núm	unitario	total
seguridad	potabilizadora	2	4800	9600
	bomba achique eléctrica	2	50	100
	balsa salvavidas	2	2100	4200
	sist fondeo	2	300	600
	señales pirotécnicas	1	300	300
	luces habilitación	2	75	150
	líneas de vida	2	200	400
	arnés y chalecos	4	150	600
	traje supervivencia	2	1000	2000
	botiquín	1	200	200
	extintores	2	300	600
	linternas	3	100	300
	comunicaciones	EPIRBs	2	600
radar		1	2000	2000
GPS		2	300	600
AIS		1	2500	2500
VHF fijo		1	765	765
VHF portátil		2	182	364
MF/HF BLU		1	3500	3500
Navtex		1	590	590
Teléfonos iridium		2	1250	2500
inmarsat Estándar C		2	1470	2940
inmarsat fleet 77		1	16450	16450
compás magnético		2	100	200
luces navegación		5	150	750
instrumentación B&G	veleta+anemómetro	2	2700	5400
	corredera	1	300	300
	profundímetro	1	400	400
	clinómetro	2	1070	2140
	giro-compás	1	3000	3000
	células de carga	4	1600	6400
	wave technology processor	1	9000	9000
	software	1	2000	2000
piloto B&G (x2)	procesador	2	2200	4400
	cilindros	2	7880	15760
	bomba hidráulica	2	4200	8400
	display piloto	2	1400	2800
	sensor ángulo timón	2	300	600
	control remoto	2	1500	3000

acastillaje	bomba orza	1	1500	1500
	bomba lastre	1	800	800
	winche mayor	1	6500	6500
	winches	4	11000	44000
	pedestal	1	2000	2000
	mordazas, poleas, stoppers...			15000
	TOTAL EQUIPOS			186.809 €

7 COSTE TOTAL

LAMINADOS	171.201,68 €
MANO DE OBRA	1.260.000,00 €
ARBOLADURA	400.000,00 €
VELAS	231.000,00 €
CC.MM.	54.885,00 €
EQUIPOS	186.809,00 €

COSTE TOTAL 2.303.895,68 €



1	INTRODUCCIÓN	
1.1	Proceso de cálculo	2
1.2	La ruta de vuelta al mundo	2
2	DETERMINACIÓN DEL OLEAJE	
2.1	Información meteorológica	5
2.2	Ola media	7
2.3	Espectro del oleaje	9
3	ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO EN LA MAR	
3.1	Datos de entrada	10
3.2	Datos de salida	11
4	RESULTADOS	
4.1	RAOs	12
4.1.1	12 nudos	12
4.1.2	15 nudos	13
4.1.3	18 nudos	15
4.2	RMS	17
4.2.1	Movimientos del barco en su centro de gravedad	17
4.2.2	Movimientos y aceleraciones en otros puntos	19
4.3	MII	21
4.3	Resistencia añadida	22
5	CONCLUSIONES	23
6	REFERENCIAS	25

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Proceso de cálculo

Un barco en navegación es un sistema con 6 grados de libertad, con 3 desplazamientos, vaivén, abatimiento y arfada (en el eje x, y, z, respectivamente); y tres giros, balance, cabeceo y guiñada, alrededor de los ejes x, y, z respectivamente. La fuente de excitación que genera estos movimientos es el oleaje incidente, definido por medio de un espectro del oleaje. La respuesta, o reacción del barco, son los movimientos anteriores, que también se expresan en forma de espectro de densidad de energía, de los que se pueden obtener los valores estadísticos que definen la amplitud de los movimientos, generalmente se emplea el denominado RMS. Existen unas funciones que relacionan los espectros de excitación con las respuestas, denominadas funciones de transferencia, RAOs en inglés. Tanto las respuestas como las funciones de transferencia dependen de la velocidad del barco y del ángulo de incidencia de las olas con el mismo, además del espectro del oleaje, lógicamente.

El objetivo de este Apéndice es realizar un estudio del comportamiento en la mar del barco, es decir, poder cuantificar los movimientos del barco cuando navega en un oleaje. Para ello primero es necesario determinar las características del mismo, tarea difícil ya que estos barcos participan en regatas de vuelta al mundo, y en 25000 millas se enfrentan a todo tipo de condiciones, desde las encalmadas de los *doldrums*, en el Ecuador, a los *40 Rugientes* cuando navegan por el Índico, Pacífico y Cabo de Hornos.

Una vez determinado el oleaje por medio de un espectro (en este caso se empleará el espectro Bretschneider) se calculan las funciones de transferencia (RAOs) los valores RMS que definen y cuantifican la amplitud de los movimientos del barco. Todos estos cálculos se realizan con un programa de arquitectura naval, el módulo Seakeeper del programa Maxsurf.

1.2 La ruta de vuelta al mundo

Como ya se explicó en el Cuaderno 1, hay dos tipos de regatas de clase IMOCA, las transatlánticas y las circunnavegaciones. En este Apéndice se va a estudiar el comportamiento en la mar para el caso de una vuelta al mundo. Las dos regatas existentes de este tipo son la Vendée Globe y la Barcelona World Race. La primera tiene su salida y llegada en Vendée, en la Bretaña francesa, y la segunda en Barcelona, por lo que la principal diferencia entre ambas consiste en la navegación por el Mediterráneo de la regata española.

La ruta de vuelta al mundo es muy sencilla, hay que circunnavegar el globo de Oeste a Este, dejando por babor los tres grandes cabos: Cabo Buena Esperanza en Suráfrica, Cabo Leeuwin en Australia y el Cabo de Hornos. La salida siempre se da en invierno, noviembre-diciembre, ya que de esta manera se pueden aprovechar los vientos alisios

para recorrer el Atlántico Norte con vientos de popa, y, ya en el hemisferio Sur, aprovechar el anticiclón de Santa Helena para comenzar la navegación hacia el Este. Esto también permite navegar por el hemisferio Sur en verano, con unas condiciones más benignas (aunque siguen siendo muy duras).

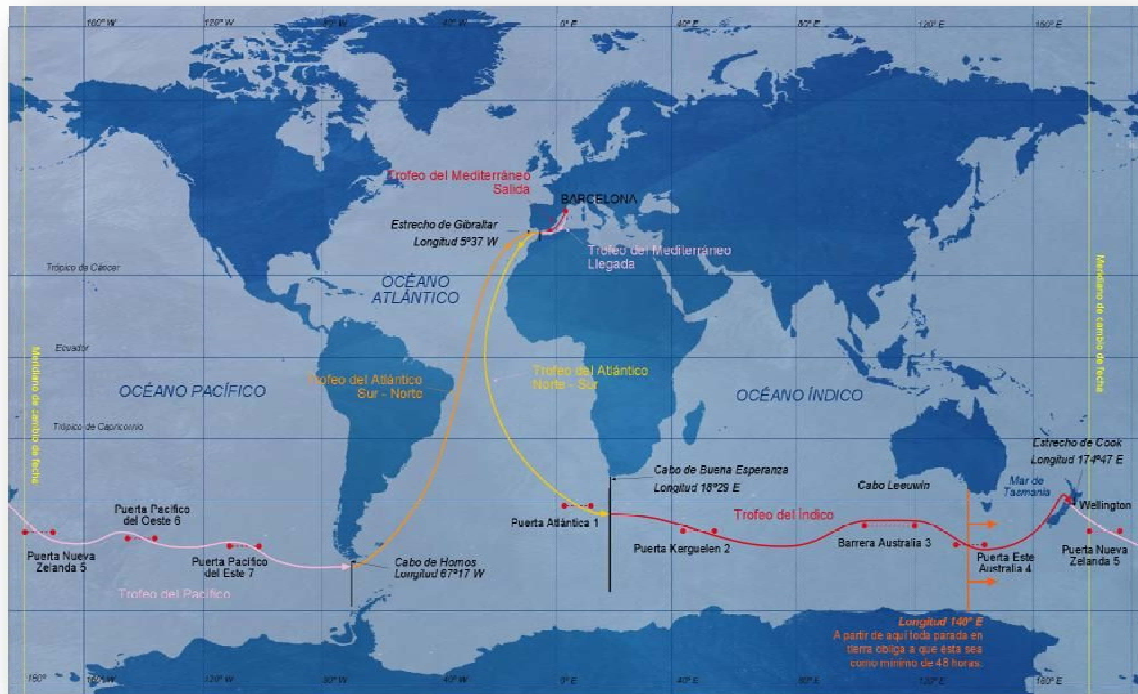


Figura A. 1 Ruta de la Barcelona World Race 2010-11. Pueden verse las puertas de seguridad que impiden la navegación en altas latitudes Sur. En esta edición se decidió el paso por el estrecho de Cook, entre las dos islas de Nueva Zelanda, pero esto no es habitual

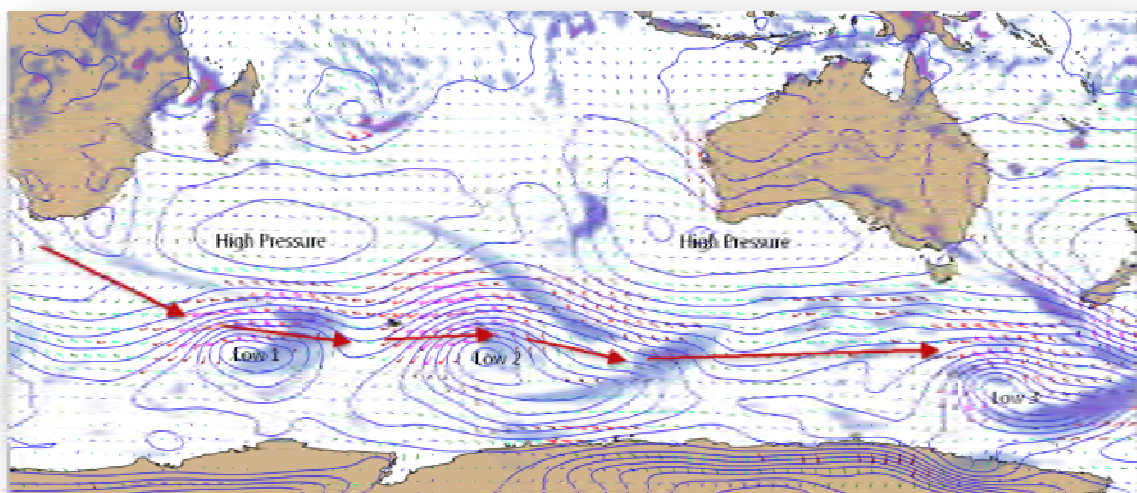


Figura A. 2 Detalle de la navegación por el Antártico (en la zona del Índico), con los sistemas encadenados de bajas presiones

Como las condiciones meteorológicas son muy dispares a lo largo de toda la ruta, se ha decidido realizar el estudio del comportamiento en la mar para la zona con peores condiciones climatológicas y donde más partido se le saca a estos barcos, que es la zona del océano Índico y el Pacífico, aunque casi se podría considerar el Antártico. Lógicamente, cuanto más al Sur se navege menos serán las millas a recorrer, pero la lejanía de la costa (y los medios de rescate) y, sobre todo, la cada vez mayor presencia de icebergs, lleva a los organizadores de las regatas a limitar la latitud Sur de los barcos.

En esta zona, como puede verse en la *Figura A.2*, se dan una serie de sistemas de bajas presiones que provocan fuertes vientos de Oeste a Este, condiciones que aprovechan estos barcos para navegar en empopada, a favor de viento y olas, planeando y alcanzando altas velocidades. Por tanto, se estudiará el comportamiento en la mar para los rumbos de popa (hata un poco más a proa que el través) y para velocidades relativamente altas, que son las que se alcanzarán en estas condiciones.

2 DETERMINACIÓN DEL OLEAJE

2.1 Información meteorológica

En la página web del instituto holandés de meteorología, el *Royal Netherlands Meteorological Institute* (www.knmi.nl) se ofrece una base de datos muy útil e interesante, que recoge datos de oleaje y viento de todo el mundo desde los años 70 hasta el 2000, datos que han sido procesados de diversas maneras para una mejor presentación.

Así, se puede ver en las figuras siguientes la intensidad del viento, la altura significativa de las olas y su período en todo el mundo (valores medios anuales):

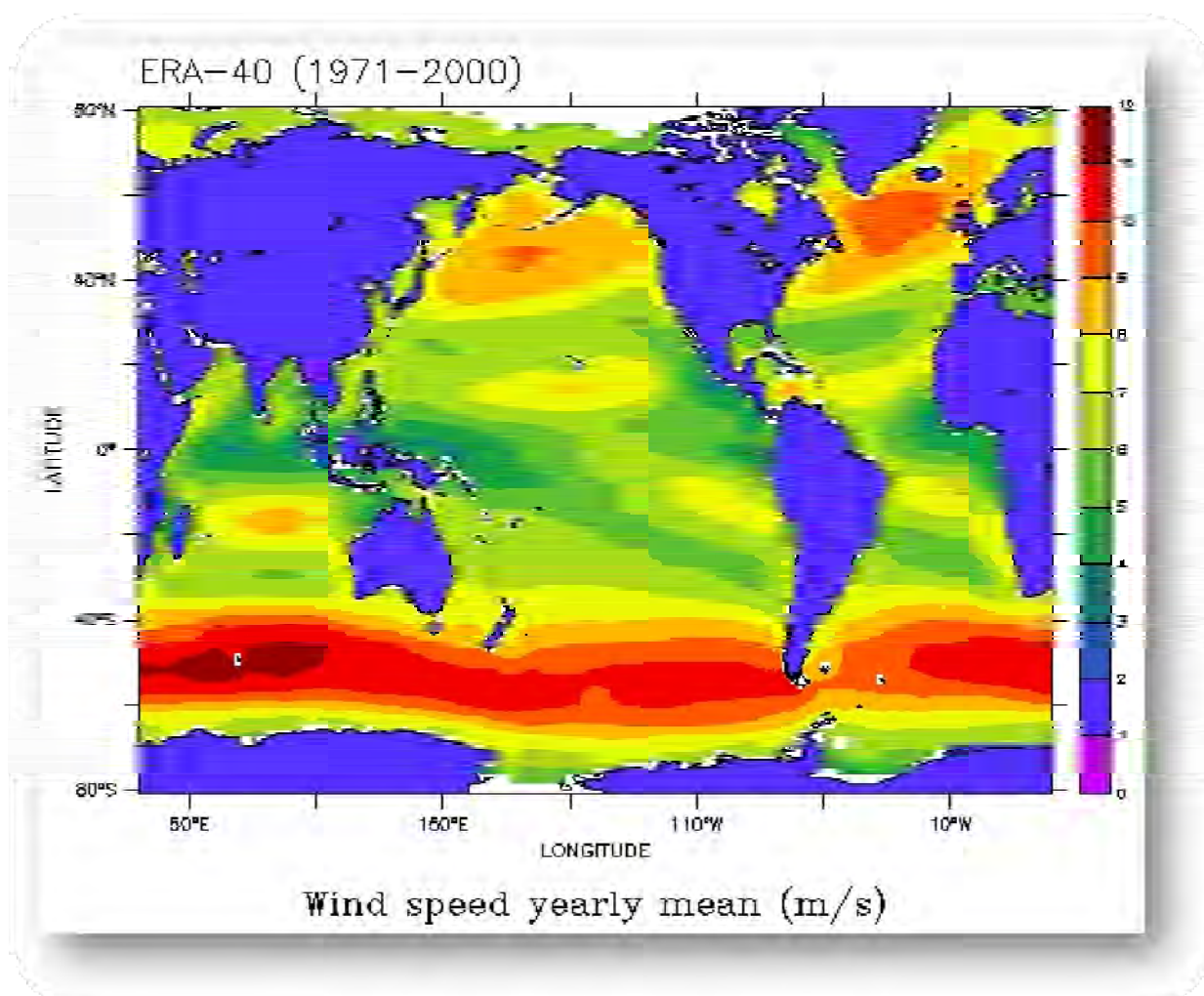


Figura A. 3 Velocidad del viento en todo el mundo, valores medios anuales

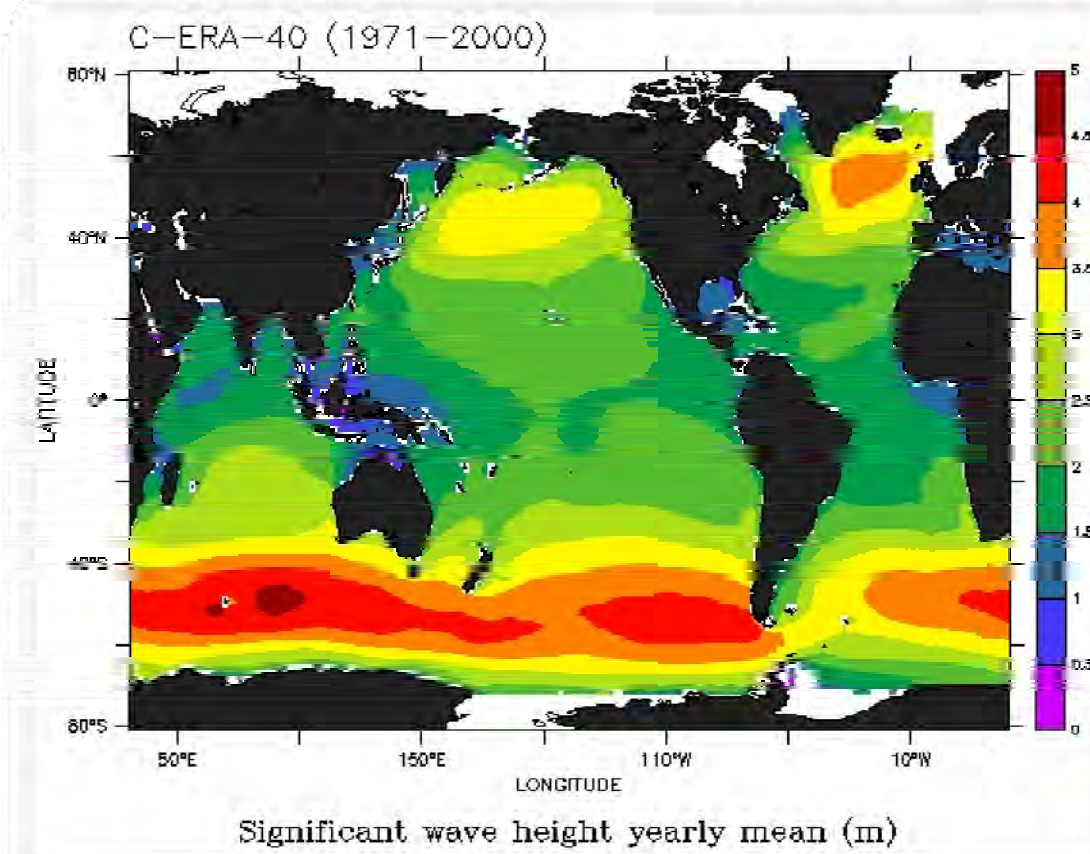


Figura A. 5 *Altura significativa de las olas en todo el mundo, media anual*

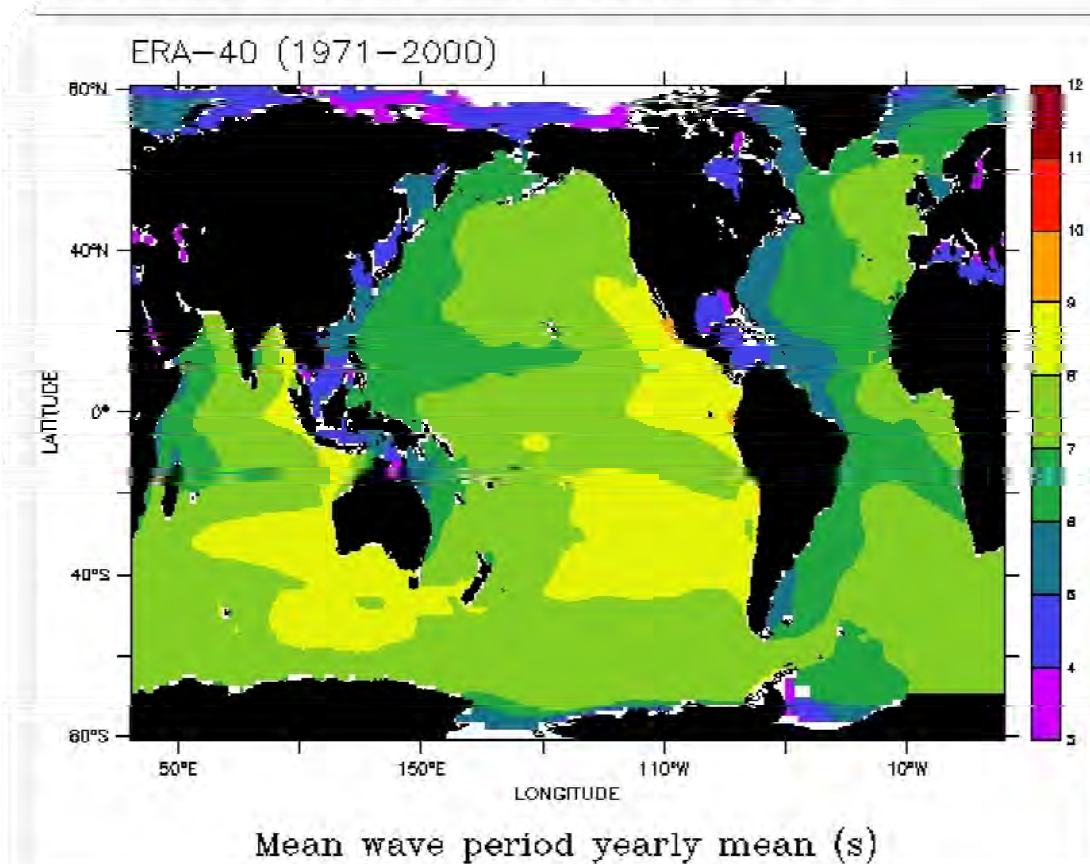


Figura A. 4 *Período medio de las olas en todo el mundo, media anual*

2.2 Ola media

Los datos estadísticos más interesantes se presentan en forma de tabla biparamétrica, donde se da la probabilidad de ocurrencia de cada ola (cada combinación altura-período-dirección) para una zona concreta. Las zonas están delimitadas según se observa en la siguiente figura:

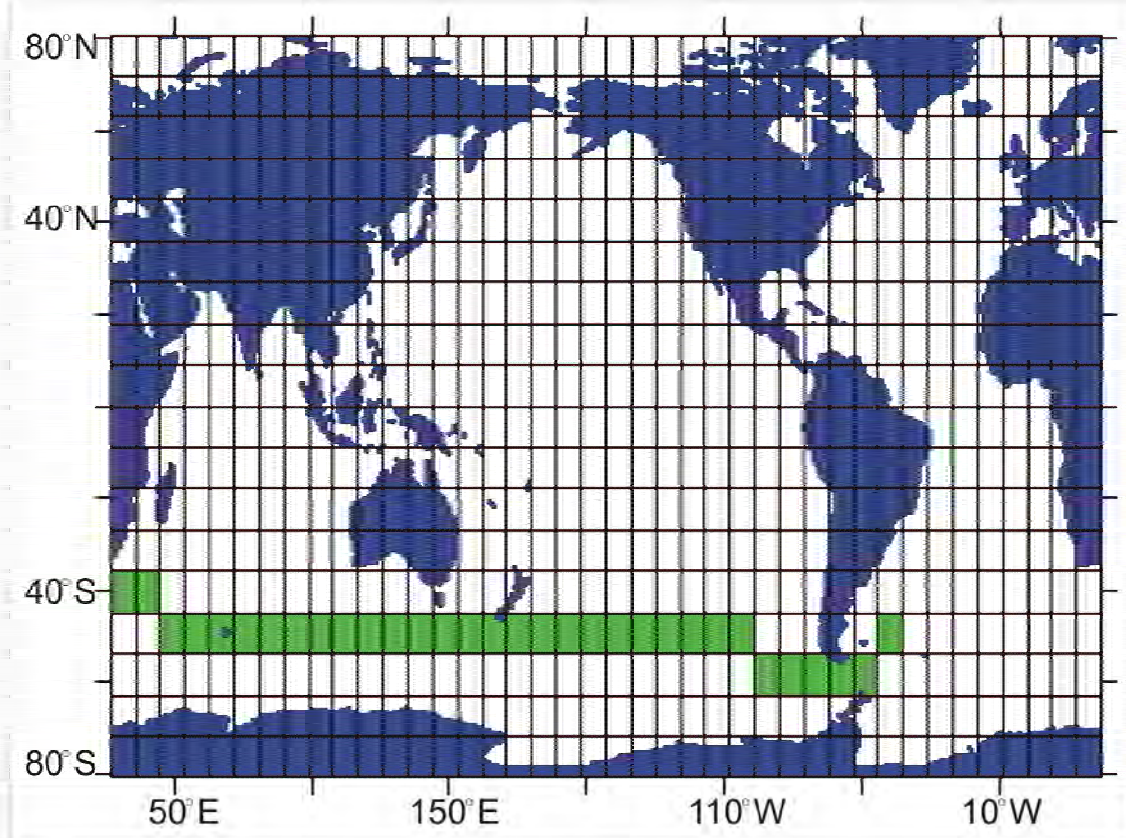


Figura A. 6 Zonas empleadas para el cálculo de la ola media

Los cuadrados indicados en verde son los que se usaron para el cálculo de la ola a emplear en este cuaderno, tomando de cada uno de ellos la dirección con mayor probabilidad de ocurrencia, que en la gran mayoría de las zonas fue la de 225°-270°, y en las que no, fue 270°-315° (lógico si se tiene en cuenta que en el Antártico el viento sopla siempre de Oeste a Este, ver *Figura A.2*). Se calculó la media de todas las zonas analizadas y se determinó así la estadística del oleaje para el Antártico. Lo ideal sería poder contar con estos mismos datos estadísticos promediados por meses, en vez de por años, ya que, tal y como se plantean las circunnavegaciones a vela, se sabe que se navegará por estas aguas en el primer trimestre del año.

A continuación se muestra la tabla con las estadísticas determinadas, en función de la altura significativa y el período medio de las olas:

Tabla A. 1 Probabilidad de ocurrencia de la ola media calculada para la zona de navegación del Antártico, donde T_m es el período modal y H_s la altura significativa

$T_m \setminus H_s$	0 - 1	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 5	5 - 6	6 - 7	7 - 8	8 - 9	9 - 10	10 - 11	11 - 12	12 - 13	13-14	14-33	suma
0 - 3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0000
3 - 4	0	0,0012	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0015
4 - 5	0,0004	0,1173	0,0531	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,1700
5 - 6	0,0019	0,5635	2,0785	0,2388	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2,8815
6 - 7	0,0019	1,0742	6,0900	7,4281	1,2319	0,0085	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15,8358
7 - 8	0,0004	1,8442	7,3219	9,3958	9,3250	2,5531	0,1173	0,0012	0	0	0	0	0	0	0	30,6765
8 - 9	0	1,0650	8,1650	6,9250	5,5123	5,2404	2,6523	0,4658	0,0208	0	0	0	0	0	0	30,0454
9 - 10	0	0,0896	3,0338	4,7485	2,8500	1,7373	1,4246	1,2827	0,4600	0,0581	0	0	0	0	0	15,7050
10 - 11	0	0,0027	0,2300	1,1358	1,1308	0,6169	0,3100	0,2219	0,2288	0,1715	0,0485	0,0046	0	0	0	4,1023
11 - 12	0	0	0,0038	0,0819	0,1604	0,1246	0,0704	0,0350	0,0185	0,0165	0,0192	0,0115	0,0027	0	0	0,5454
12 - 13	0	0	0	0,0023	0,0104	0,0104	0,0069	0,0027	0	0	0	0	0	0	0	0,0369
13 - 33	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0004
suma	0,0050	4,7573	26,9788	29,9542	20,2215	10,4092	4,5800	2,0085	0,7481	0,2477	0,0677	0,0158	0,0038	0	0	100,0000

En la tabla anterior se resaltan los valores con una mayor probabilidad de ocurrencia, que son 9.4% y 9.33%. Ambos valores se dan para olas de período modal entre 7 y 8 segundos, y para una altura significativa de entre 3-4 y 4-5 metros, respectivamente. Por tanto, la ola con la que se estudiará el comportamiento en la mar del barco es de **4m** de altura y **7.5s** de período modal.

2.3 Espectro del oleaje

Como espectro del oleaje se han seguido las recomendaciones de la ITTC de emplear una modificación del espectro Bretschneider, válida cuando sólo se conocen la altura y el período del oleaje. Su formulación es la siguiente:

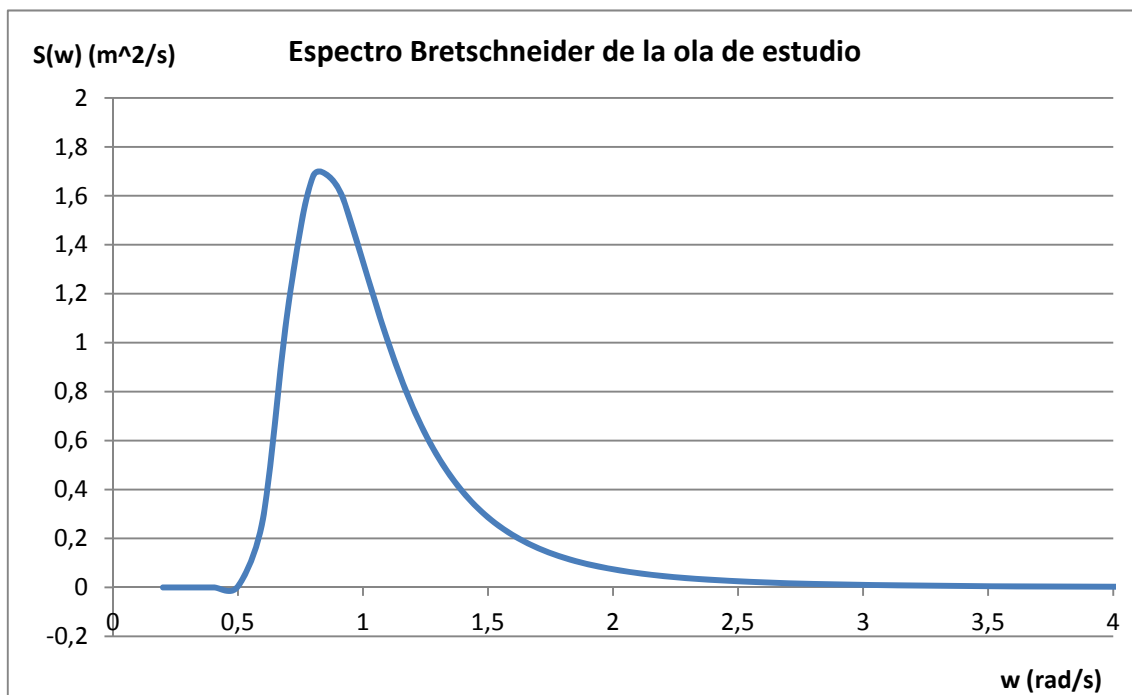
$$S(w) = \frac{A}{w^5} \exp \left[-\frac{B}{w^4} \right]$$

donde A y B adoptan los valores recomendados por la ITTC:

$$A = 173 \cdot \frac{H_{1/3}^2}{T_1^4} \quad B = \frac{691}{T_1^4}$$

siendo $H_{1/3}$ la altura significativa y $T_1 = 0.773 T_m$, con T_m el período modal, que es el obtenido de las tablas estadísticas.

Para la ola elegida, la representación gráfica del espectro del oleaje es la siguiente:



Gráfica A. 1 Espectro Bretschneider de la ola media calculada para el comportamiento en la mar

3 ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO EN LA MAR

Para el estudio del comportamiento en la mar del barco se emplea el módulo Seakeeper del programa Maxsurf, que permite importar directamente la geometría de la carena dibujada en la primera parte del proyecto. Introduciendo diversos parámetros geométricos del barco y el espectro del oleaje, Seakeeper calcula las funciones de transferencia RAO para las velocidades y rumbos que se quieran, así como los valores RMS (raíz cuadrática media) de los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de la arfada, balance y cabeceo sufridos por el barco, en su centro de gravedad y en cualquier punto determinado por el usuario.

3.1 Datos de entrada

Los datos de entrada en el programa Seakeeper son, además de la geometría de la carena:

- la posición vertical del centro de gravedad. La posición longitudinal la determina el programa en la vertical del centro de flotación que calcula a partir de la geometría
- posición de diversos puntos de estudio, definidos por sus tres coordenadas. Se estudian: el tope del palo, la proa del barco en el arraigo del estay, el punto de la cubierta un 10% de L_{oa} a popa desde la proa del barco, y el extremo del bauprés.
- los radios de inercia longitudinales y transversales, calculados en el Cuaderno 8
- el factor de amortiguación: éste es un factor de difícil cálculo cuando no se dispone de un modelo con el que realizar una experiencia en el laboratorio. Sus valores oscilan entre 0.05 y 0.1, siendo el primero el correspondiente a barcos que no cuentan con ningún mecanismo de reducción del balance. En un velero, los apéndices (timón, orza y supongamos una deriva calada) y el plano vélico contribuyen considerablemente a amortiguar el balance, sin embargo la carena redondeada lo favorece. Por tanto se va a estimar este factor en 0.075.
- velocidades a las que se quiere realizar el estudio
- ángulos de encuentro del barco con las olas, a los que se quiere realizar el estudio, siendo 0° el ángulo cuando el barco navega de popa y 180° cuando navega de proa. En este caso, se está teniendo en cuenta que las olas y el viento en la región de estudio (el Antártico) tienen la misma dirección, por lo que el barco nunca podrá navegar contra las olas. Los rumbos que más interesan son los de popa, de 15° a 90° (ya que en popa cerrada no se suele navegar ya que es un rumbo poco eficiente)
- espectro del oleaje y parámetros de las olas, como ya se dijo se emplea el espectro biparamétrico propuesto por la ITTC, que es un caso particular del espectro Bretschneider, con una **altura significativa de 4m** y un **período modal de 7.5s**.

3.2 Datos de salida

El programa Seakeeper ofrece numerosos datos de salida. Lo más interesantes para el desarrollo de este Apéndice son:

- **RAOs:** los *response amplitude operator* son las funciones de transferencia que relacionan el espectro del oleaje con los espectros de movimiento del barco.
- **espectros de los movimientos** del barco en 3 grados de libertad (arfada, balance y cabeceo, los otros 3 no son calculados por Seakeeper). Estos espectros son aplicados en el centro de gravedad del barco y en cualquier punto definido por el usuario
- **RMS:** el *root mean square* es el valor de la raíz cuadrada del momento de orden 0 (m_0) de los espectros anteriores. La amplitud de cada movimiento es el doble del valor RMS, y la altura del movimiento el doble de ésta, es decir, 4 veces RMS. El programa calcula el RMS del movimiento, velocidad y aceleración en los tres grados de libertad, en el centro de gravedad del barco y en cualquier otro punto definido por el usuario.
- el valor de la **resistencia añadida** por navegar en el espectro de oleaje definido
- **MSI:** *motion sea-sickness incidence*, es un factor con el que se mide el mareo que induce el movimiento del barco, tabulado según los organismos internacionales. En este caso no resulta necesario ya que se da por sentado que los tripulantes de este tipo de barcos son navegantes experimentados. Sí sería necesario el estudio detallado del MSI en barcos destinado al transporte de turistas
- **MII:** *motion induced interruption*, parámetro similar al anterior que mide la dificultad para realizar un trabajo a bordo debido al movimiento del barco, debido a resbalones y al bamboleo o pérdida de equilibrio en el sentido proa-popa y babor-estribor. Este factor sí se analiza en este Apéndice.

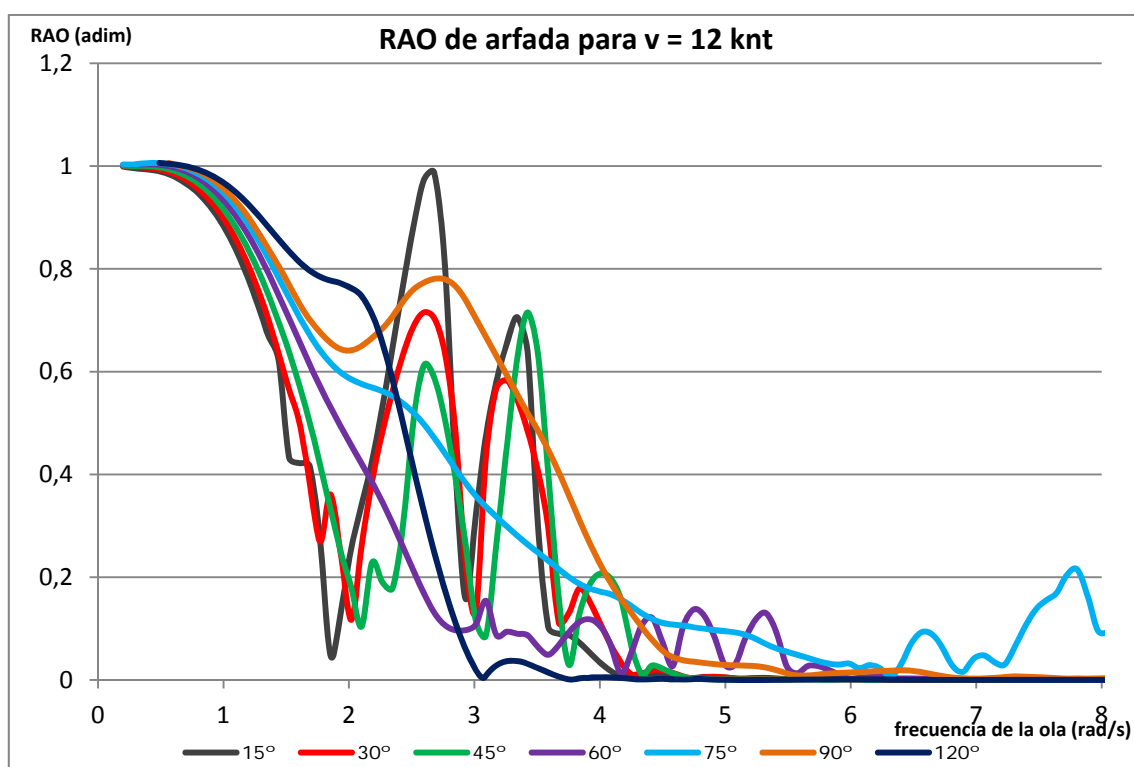
4 RESULTADOS

4.1 RAOs

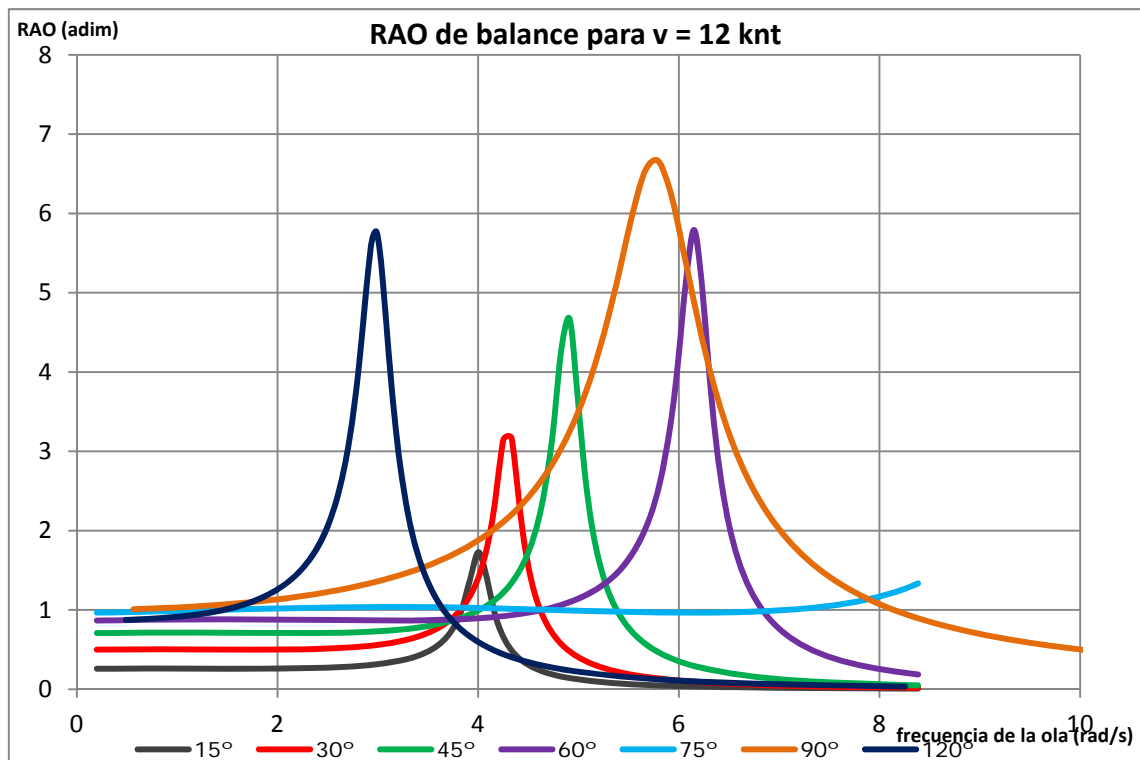
Se representan a continuación los RAOs de los movimientos de arfada, balance y cabeceo en función del ángulo de ataque de las olas, para tres velocidades diferentes, 12, 15 y 18 nudos. Recuerdese que 0° significa mar de popa y 180° mar de proa. Dadas las condiciones climatológicas y, por tanto, el tipo de navegación en las aguas de estudio, con vientos portantes, se representa el rango de 15° a 120° .

En las siguientes gráficas se representan los RAOs en función de la frecuencia de la ola, en radianes/s, de esta forma se puede conocer la frecuencia de encuentro ya que ésta se da en los picos de las gráficas. El eje de ordenadas está adimensionalizado, en el caso de la arfada con la altura de la ola, y en los de balance y cabeceo con la pendiente.

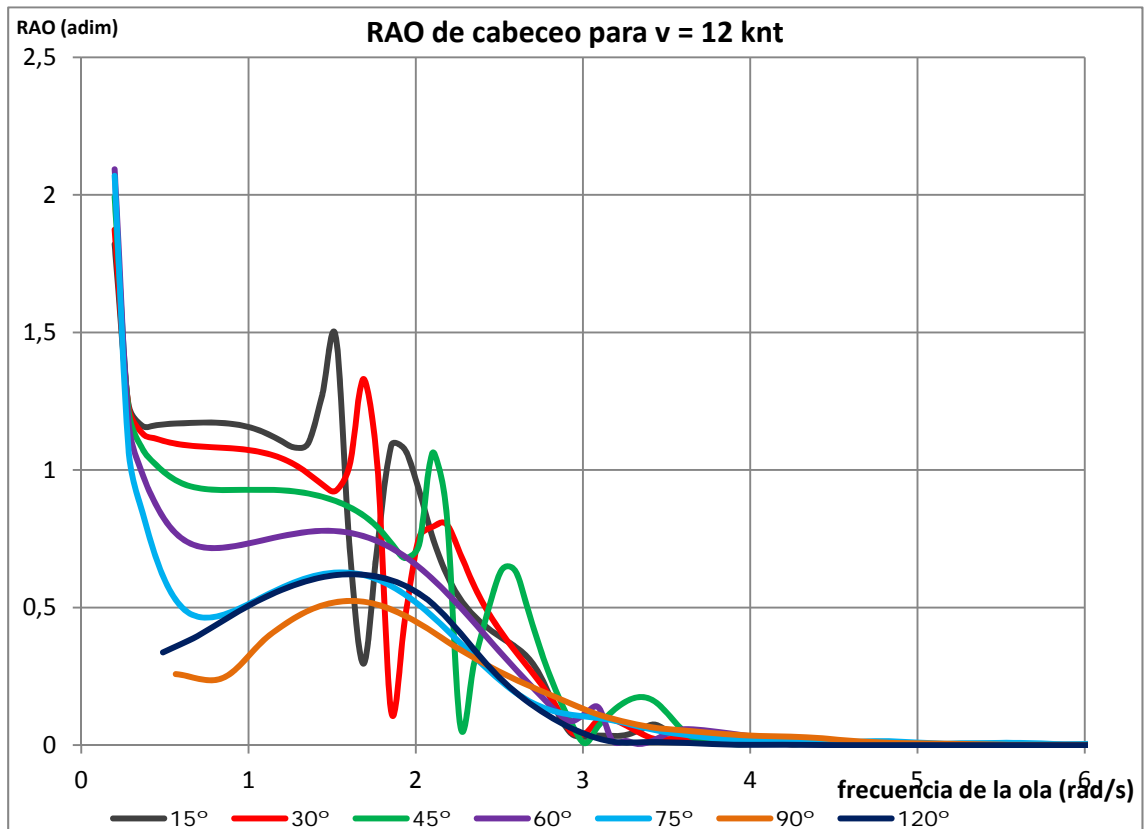
4.1.1 12 nudos



Gráfica A. 2 RAO del movimiento de arfada para distintos rumbos; $v = 12$ nudos

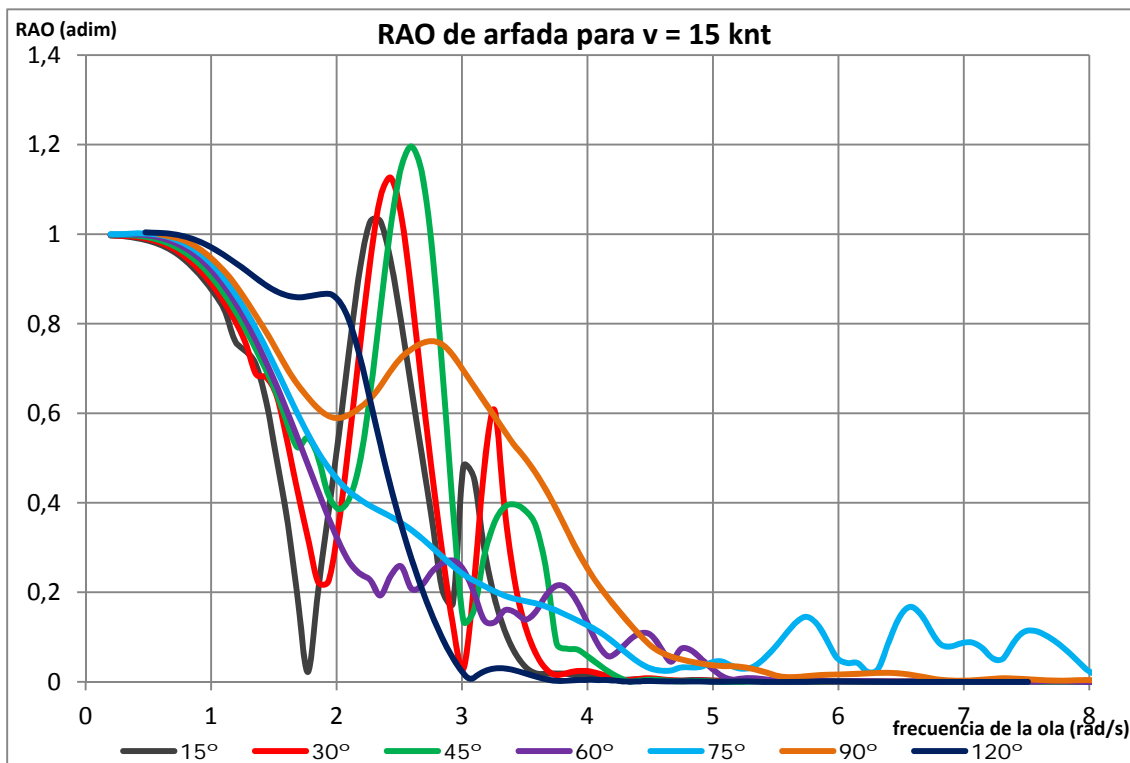


Gráfica A. 3 RAO del movimiento de balance para distintos rumbos; $v = 12$ nudos

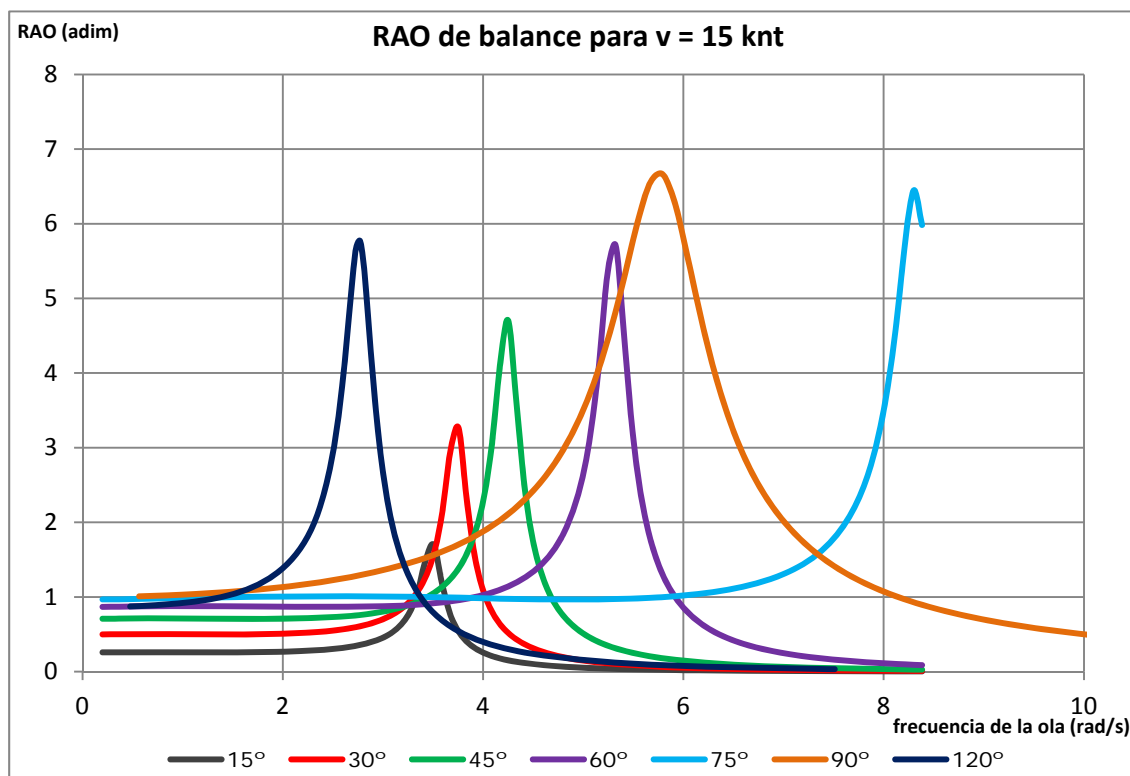


Gráfica A. 4 RAO del movimiento de cabeceo para distintos rumbos; $v = 12$ nudos

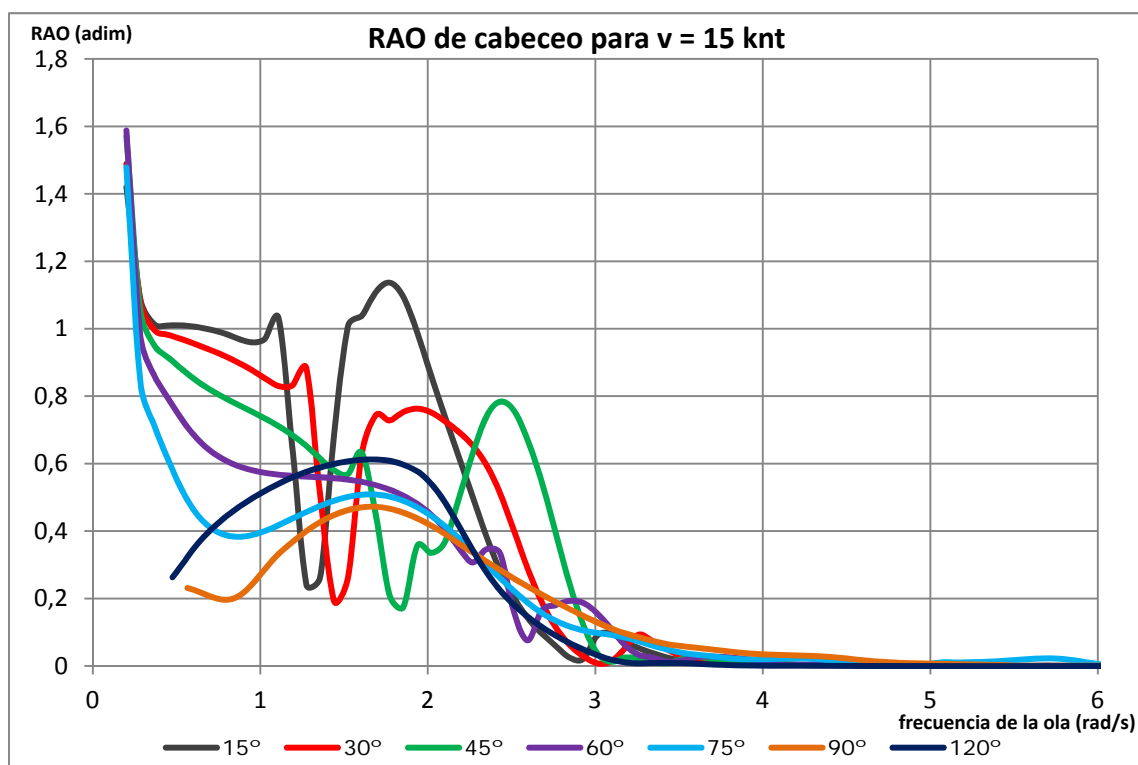
4.1.2 15 nudos



Gráfica A. 5 RAO del movimiento de arfada para distintos rumbos; $v = 15$ nudos

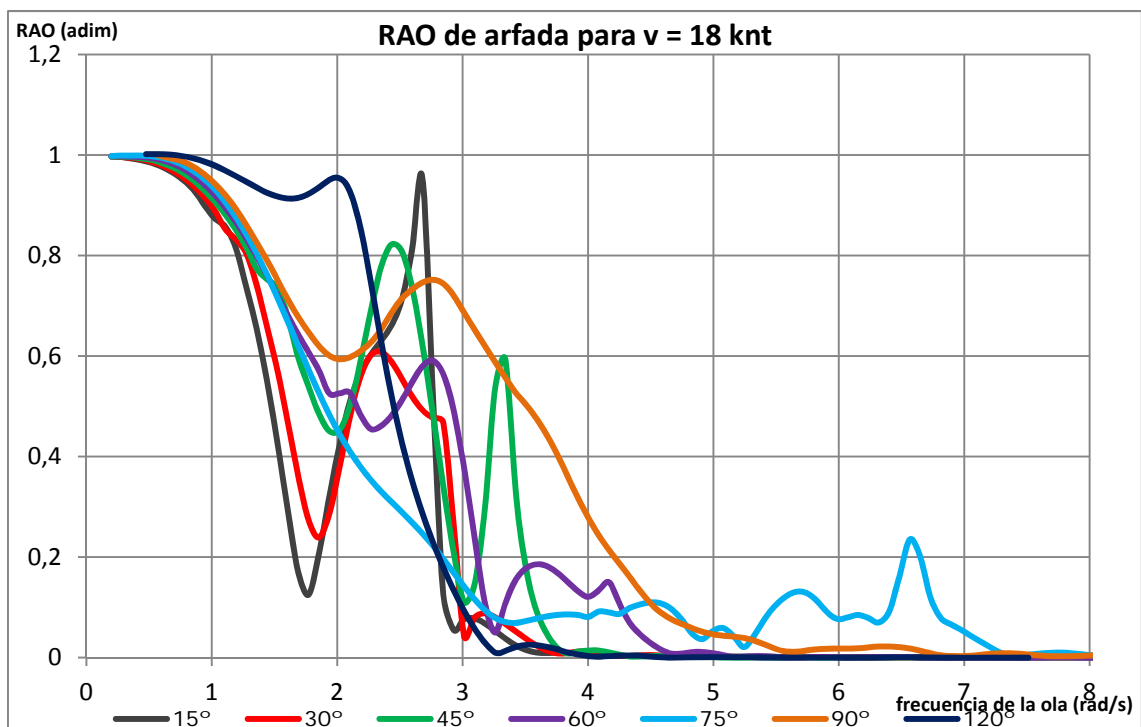


Gráfica A. 6 RAO del movimiento de balance para distintos rumbos; $v = 15$ nudos

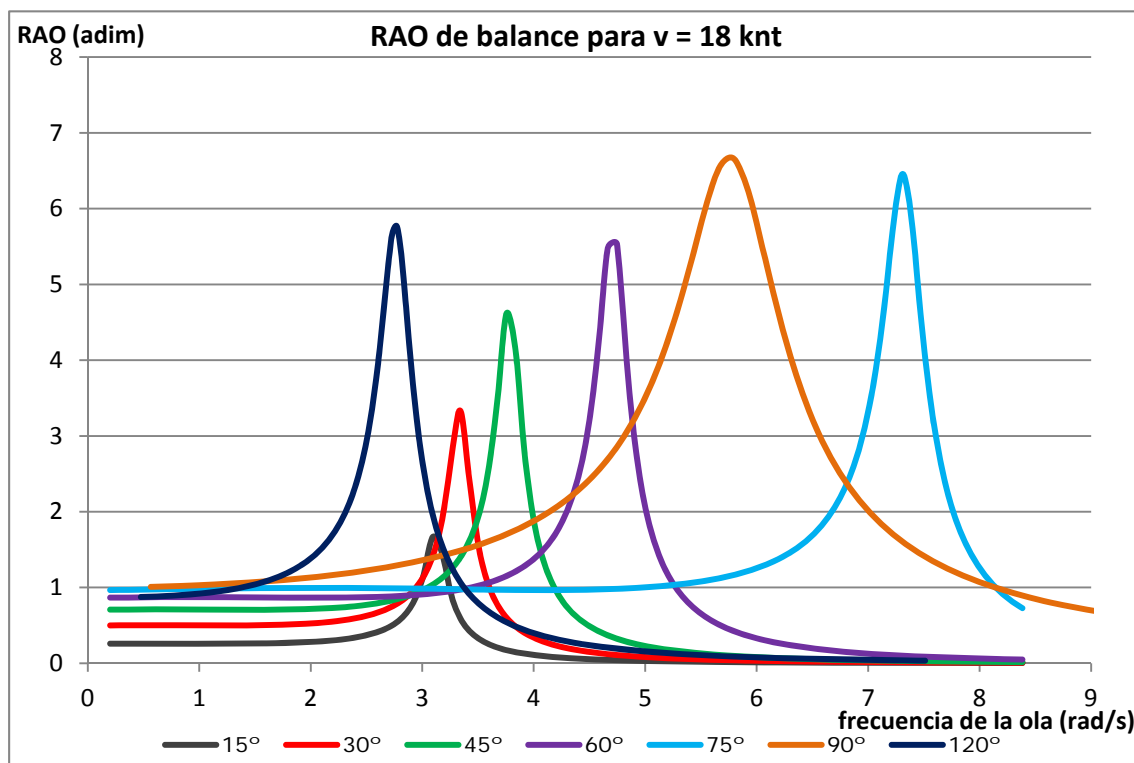


Gráfica A. 7 RAO del movimiento de cabeceo para distintos rumbos; $v = 15$ nudos

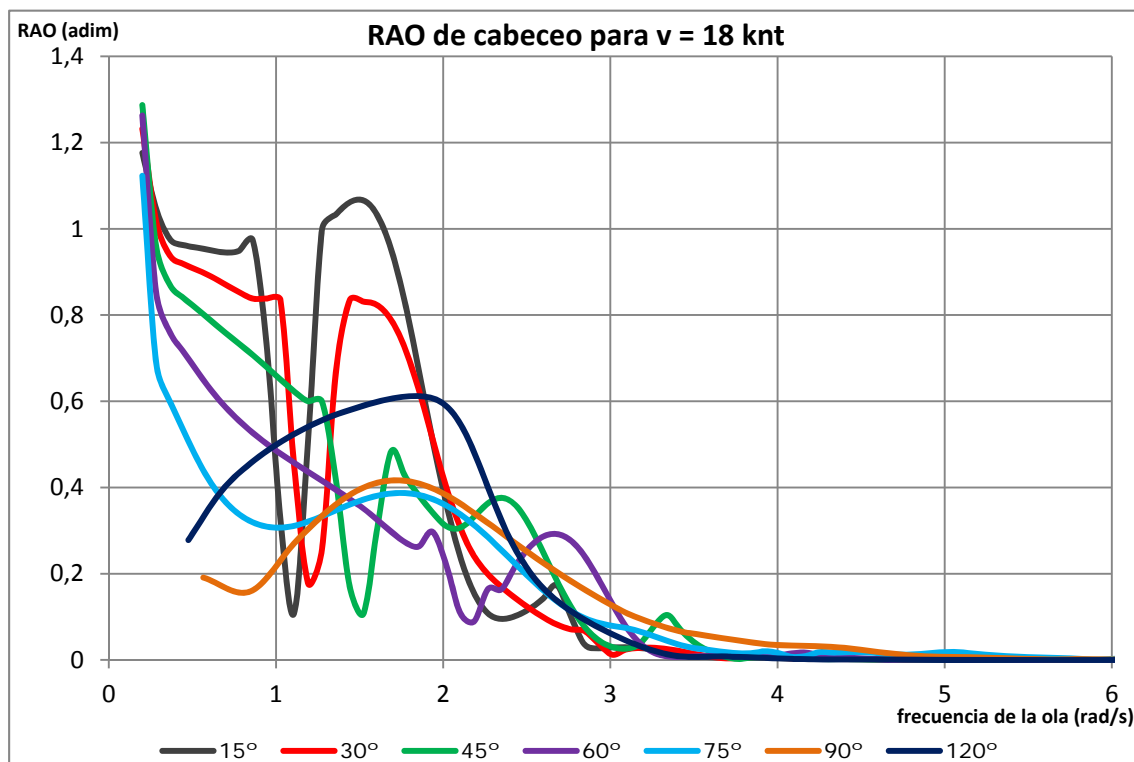
4.1.3 18nudos



Gráfica A. 8 RAO del movimiento de arfada para distintos rumbos; $v = 18$ nudos



Gráfica A. 9 del movimiento de balance para distintos rumbos; $v = 18$ nudos

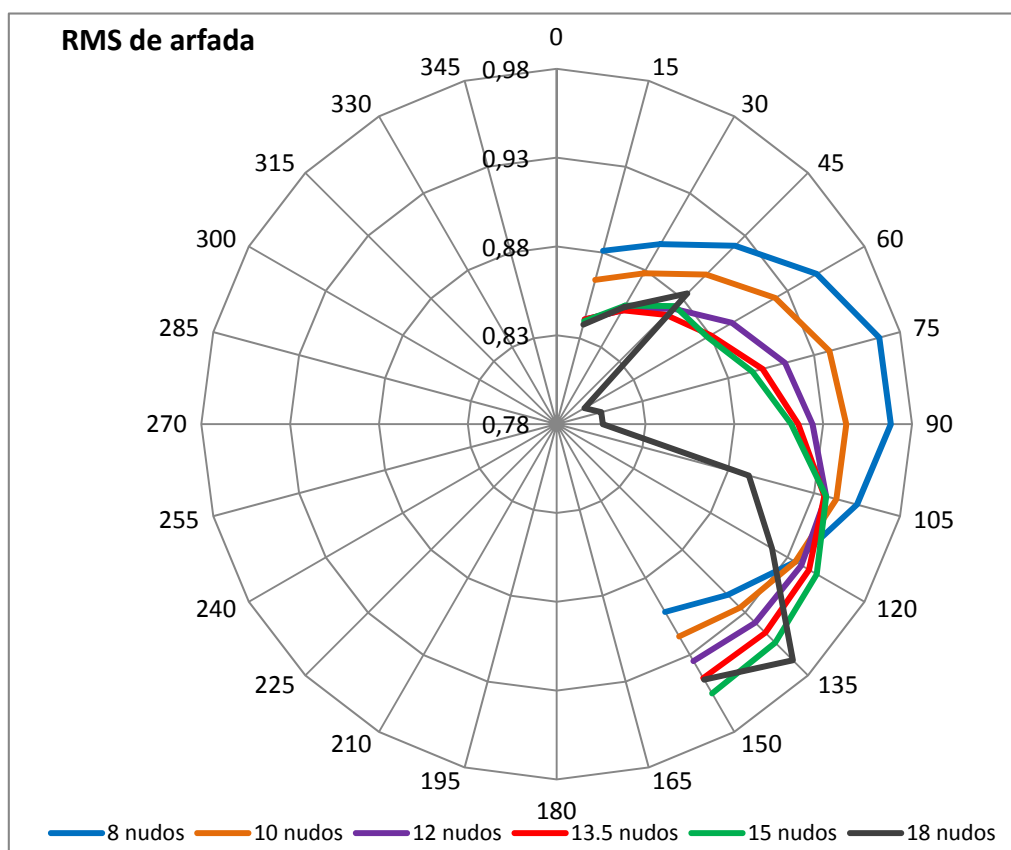


Gráfica A. 10 del movimiento de cabeceo para distintos rumbos; $v = 18$ nudos

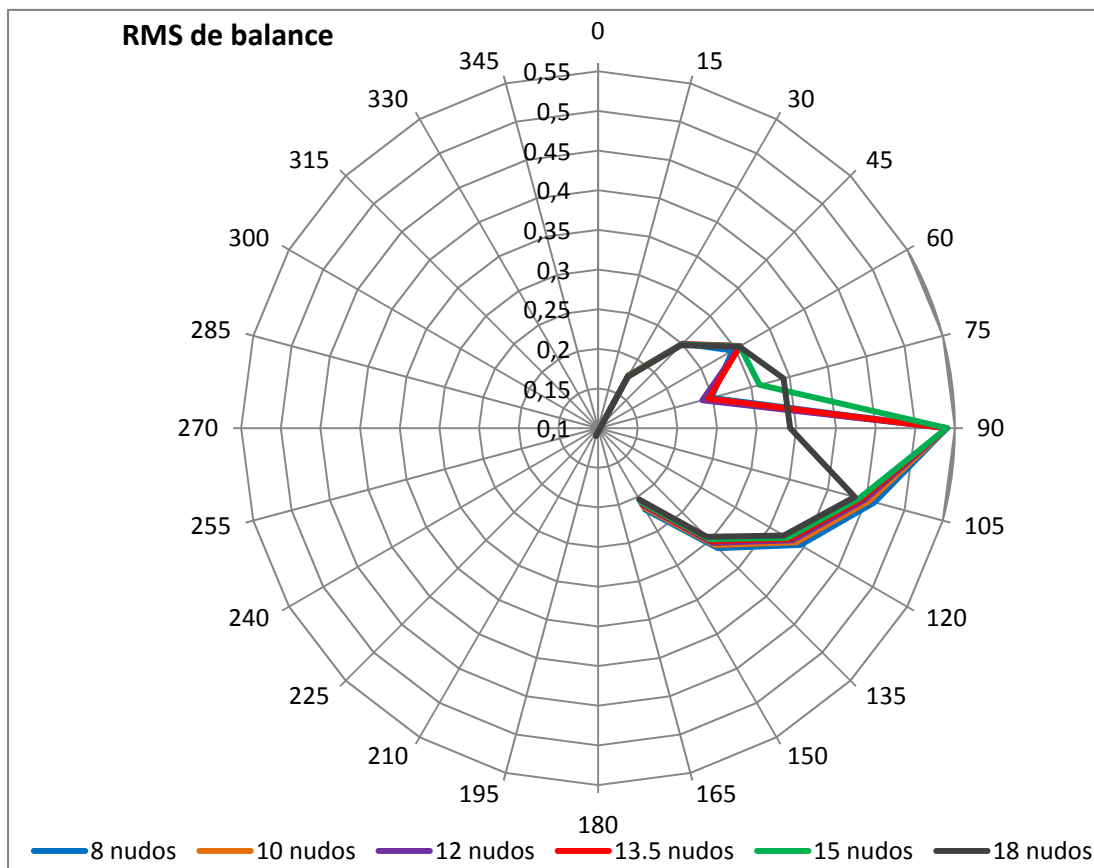
4.2 RMS

Se presentan en diagramas polares los valores RMS de distintas magnitudes, primero los del movimiento del barco en su centro de gravedad, y después los de otros puntos definidos. En los diagramas polares el ángulo es el de incidencia del oleaje y el radio la magnitud estudiada, mientras que las diferentes líneas de cada diagrama representan distintas velocidades del barco.

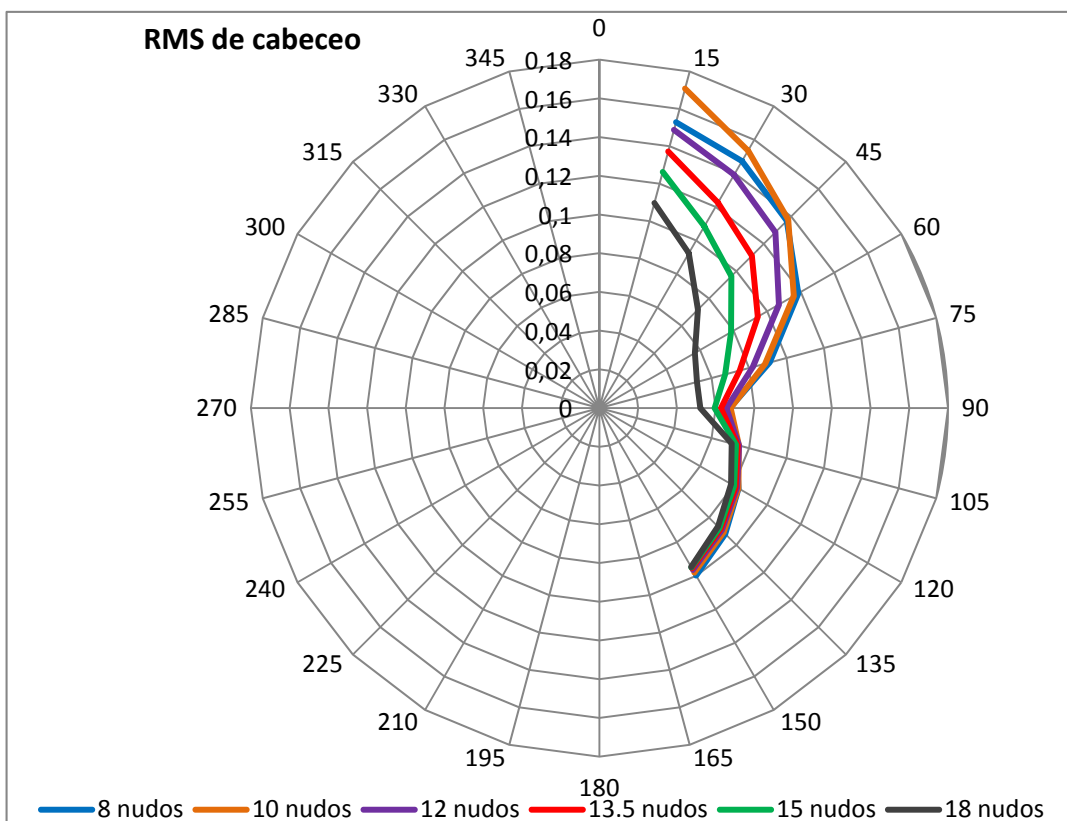
4.2.1 Movimientos del barco en su centro de gravedad



Gráfica A. 11 Valores RMS del movimiento de arfada, para distintos rumbos y velocidades

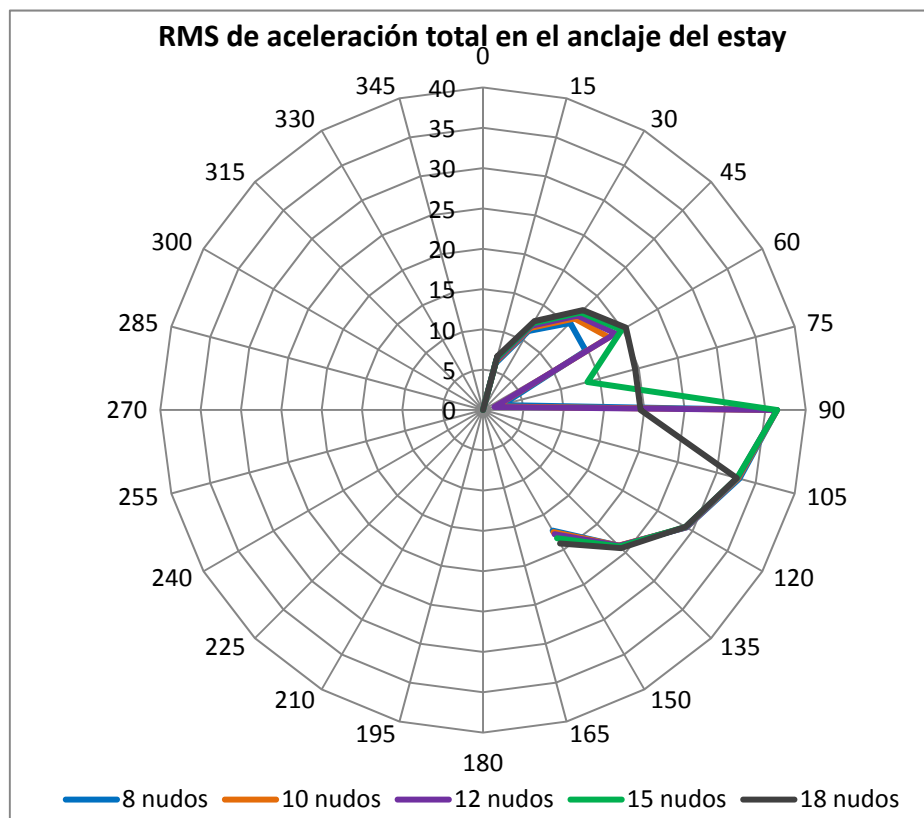


Gráfica A. 13 Valores RMS del movimiento de balance, para distintos rumbos y velocidades

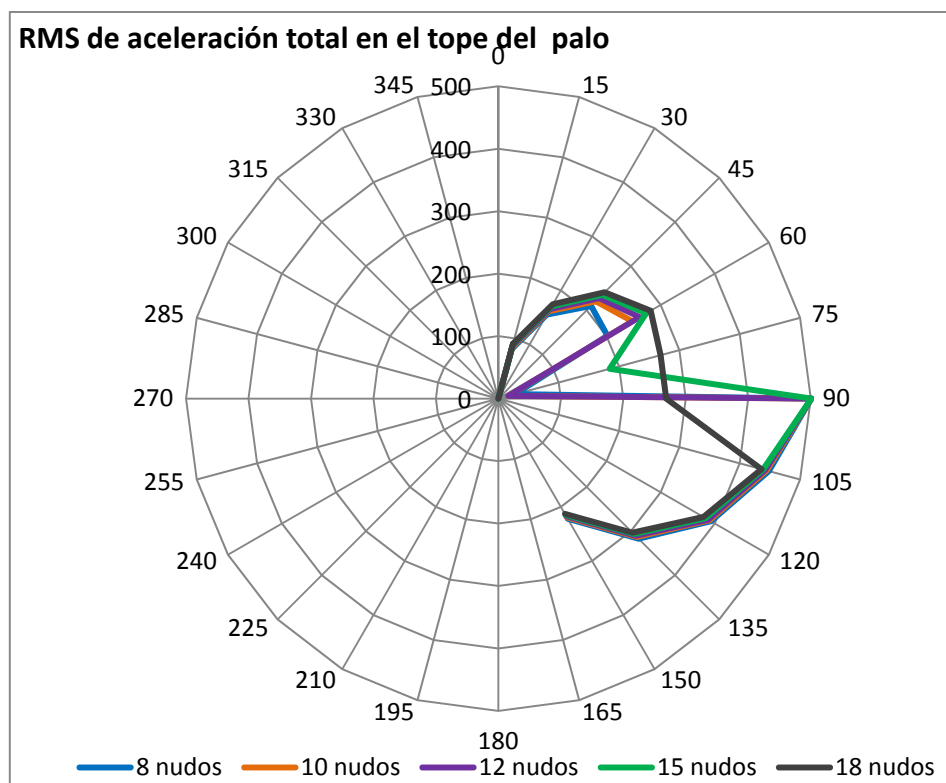


Gráfica A. 12 Valores RMS del movimiento de cabeceo, para distintos rumbos y velocidades

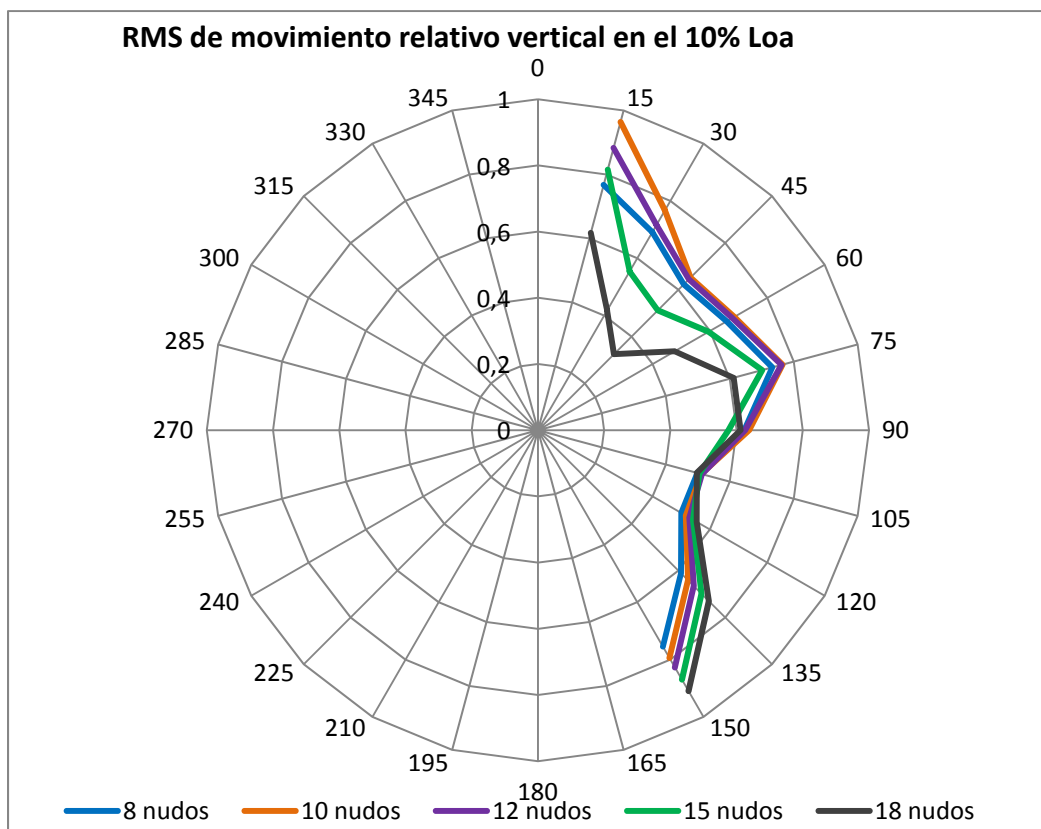
4.2.2 Movimientos y aceleraciones en otros puntos



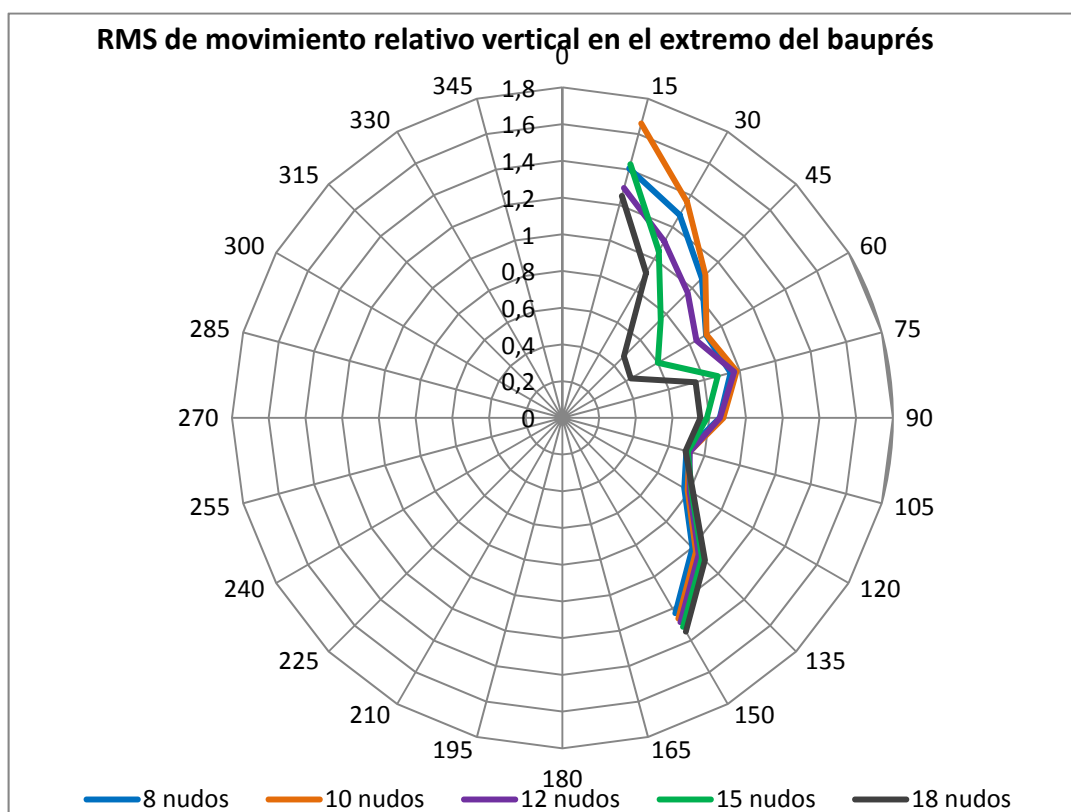
Gráfica A. 14 Valores RMS de la aceleración total en el anclaje del estay, calculada sumando las componentes de aceleración vertical, longitudinal y transversal



Gráfica A. 15 Valores RMS de la aceleración total en el anclaje del estay, calculada sumando las componentes de aceleración vertical, longitudinal y transversal



Gráfica A. 17 Valores RMS del movimiento vertical del barco relativo a la ola en el punto situado al 10% de L_{oa} desde la proa



Gráfica A. 16 Valores RMS del movimiento vertical del barco relativo a la ola en un punto situado en el extremo del bauprés

4.3 MII

El índice MII describe el nivel de riesgo al realizar una tarea en un punto del barco cuando éste se mueve bajo los efectos de un oleaje incidente. Esta dificultad se debe al movimiento del barco, resbalones y pérdida de equilibrio, y a la fatiga añadida a la propia tarea. Para valorar el grado de riesgo se emplea la siguiente tabla:

Tabla A. 2 Niveles de riesgo considerados por el índice MII

severidad	nivel de riesgo	MII por hora
1	posible	6
2	probable	30
3	serio	90
4	severo	180
5	extremo	300

El programa Seakeeper ofrece el índice MII para resbalones y para pérdida de equilibrio en sentido proa-popa y babor-estribor, y se han medido los valores en el punto del arraigo del estay, para obtener una idea de la peligrosidad al tener que realizar alguna tarea en la zona de proa bajo estas condiciones. Generalmente estas tareas no deberían llevar mucho tiempo, es decir, el tripulante no se pasa horas expuesto en la proa del barco, y siempre va amarrado con un arnés a la línea de vida, pero parece un dato interesante sobre el efecto que los movimientos del barco ejercen sobre el tripulante.

El valor del MII se da para cada velocidad del barco (nudos) y cada ángulo de ataque de las olas (grados):

Tabla A. 3 Valores del índice MII obtenidos en la proa, para distintas situaciones de velocidad y rumbo

MII: Resbalones

	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150
8	46,0	89,4	111,0	132,5	0,0	113,4	84,0	73,3	66,8	58,1
10	44,1	81,6	99,8	123,5	0,1	113,3	80,6	69,9	61,6	53,1
12	42,5	76,0	91,8	112,6	0,1	113,3	77,7	66,9	57,3	49,1
15	40,8	70,1	83,5	100,9	130,1	113,3	74,2	61,6	52,4	44,5
18	39,3	66,0	77,8	92,8	130,4	130,4	71,5	57,4	48,5	40,8

MII: Pérdida de equilibrio dirección proa-popa

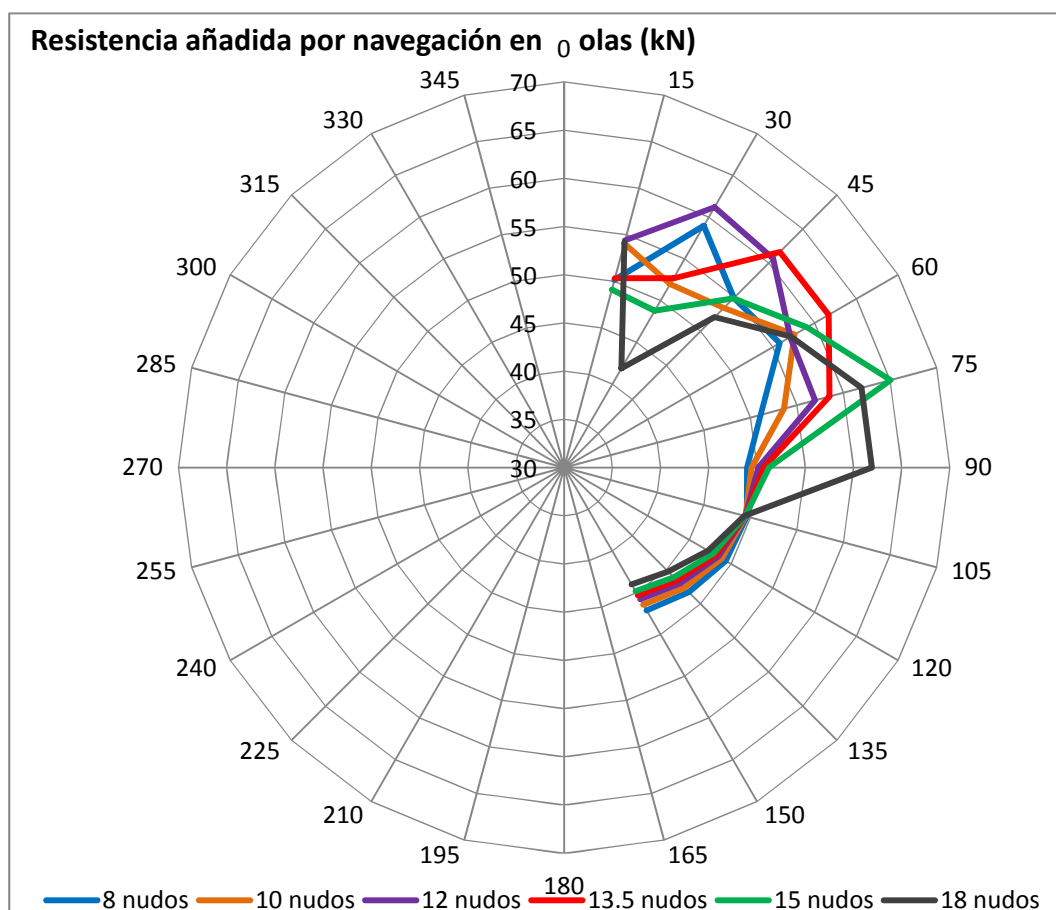
	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150
8	102,1	111,9	125,7	152,5	19,5	115,9	86,6	76,4	71,2	66,2
10	92,1	100,2	111,5	135,1	42,9	115,9	83,2	73,1	66,0	60,9
12	85,3	92,3	101,9	122,0	46,8	116,0	80,4	70,0	61,6	56,8
15	78,3	84,2	92,0	108,5	153,5	116,0	76,9	64,6	56,6	52,0
18	73,6	78,7	85,3	99,3	140,9	140,9	74,1	60,3	52,7	48,3

MII: Pérdida de equilibrio dirección babor-estribor

	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150
8	96,3	110,1	124,6	150,9	5,8	115,8	86,4	76,2	70,9	65,5
10	87,3	98,7	110,6	134,2	18,6	115,8	83,0	72,9	65,6	60,3
12	81,0	91,0	101,1	121,3	24,3	115,8	80,2	69,8	61,3	56,2
15	74,6	83,0	91,4	107,9	151,6	115,8	76,7	64,4	56,3	51,3
18	70,2	77,7	84,8	98,8	140,1	140,1	73,9	60,1	52,4	47,6

4.3 Resistencia añadida

Se proporciona por último el valor de la resistencia añadida debido a la navegación en olas, que depende de cada rumbo y cada velocidad. Esta magnitud no es un valor estadístico, es un valor calculado directamente. Se presenta en un diagrama polar, expresada en kN:



Gráfica A. 18 Valores obtenidos de la Resistencia Añadida en olas para cada combinación de rumbo y velocidad

5 CONCLUSIONES

- RAOs:

- se observa que en los de arfada y balance (para ángulos cercanos al través), para bajas frecuencias –olas muy grandes- la función de transferencia tiende a 1, el barco se mueve lo mismo que la ola, y para altas frecuencias –olas muy pequeñas- tiende a 0, es decir, el barco no se mueve.

- en la arfada para 75° el RAO tiende a 0 a frecuencias muy altas (no llega a verse con la escala de las gráficas), aunque las frecuencias son menores conforme aumenta la velocidad.

- para el balance, la frecuencia de resonancia va aumentando desde los 15° hasta los 75°, disminuyendo para 90° y 120°.

- para el balance, las frecuencias de resonancia van disminuyendo conforme se aumenta la velocidad, para todos los ángulos salvo 90°, que permanece constante.

- el cabeceo presenta los mayores valores para frecuencias muy bajas en rumbos de popa, y presenta varios picos para dichos valores.

- el cabeceo para 60° y 120° presenta un pico en frecuencias cercanas a 2 rad/s. Es mayor para 60° a 12 nudos de velocidad, sin embargo, para velocidades mayores el de 12° va aumentando cada vez más, ya que aunque sean rumbos simétricos, 120° implica navegar contra las olas y el movimiento se incrementa.

- RMS:

- en el centro de gravedad se observa que, en general, los movimientos son mayores cuanto menor sea la velocidad. Esta tendencia se invierte en el movimiento de arfada para ángulos mayores de 110°. Para 18 nudos de velocidad se observan algunos puntos incoherentes, probablemente debido a que a esas velocidades los efectos de sustentación dinámica son considerables y el programa no es capaz de calcularlos con precisión.

- el movimiento de balance es máximo para 90°, lógicamente, presentando un mínimo para algunas velocidades a 75°.

- el cabeceo tiene su valor mínimo a 90°, pero se observa que es mucho mayor para los rumbos de popa que de proa.

- las aceleraciones se calculan sumando las tres componentes que da el programa, vertical, longitudinal y transversal, y presentan su máximo para 90°, ya que la componente debida al balance es la mayor de todas, especialmente en el tope del palo.

- el movimiento relativo en el bauprés y en el punto situado al 10% de L_{oa} medido desde la proa se emplean para saber si ambos puntos se sumergen. El francobordo en esa zona es de 1.5m, y multiplicando los valores RMS por dos para obtener la amplitud del movimiento del barco relativo a la ola, se observa que para todos los rumbos y velocidades se va a producir inmersión. Esto es

normal, ya que en la realidad se ve que todos estos barcos hunden la proa con muchísima facilidad, pero el volumen de la carena en esa zona garantiza suficiente flotabilidad para que vuelva a emerger. La amplitud del movimiento disminuye con el aumento de la velocidad, debido a la sustentación.

- la resistencia añadida presenta algunos valores erráticos, pero sí está claro que con ángulos mayores de los 105° , la resistencia disminuye con el aumento de la velocidad.

- **Índice MII:**

- como puede observarse en la *Tabla A.3* en la práctica totalidad de rumbos y velocidades se alcanza el nivel de riesgo serio, y en muchos el severo, especialmente para ángulos cercanos al través, ya que el balance es mayor, con la sorprendente excepción de 75° , que es donde se encuentran los únicos puntos de menor riesgo.

6 REFERENCIAS

BECK R.F. CUMMINGS W.E. DALZELL J.F. MANDEL P. WEBSTER W.C. (1989)
“Principles of Naval Architecture, Tomo III, ‘Motions in waves and controllability’ ”
The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

CASTELLS M. (2011) “Comportamiento en la mar. Olas y sincronismo”, Curso
Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona.

Formation Design Systems. (2007) Seakeeper version 13, user manual.

MOREU M. “La ola regular” Apuntes de clase.

www.knmi.nl